

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
EXTENSIÓN LATACUNGA



DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE
TRANSMISIÓN CON CADENA Y DIFERENCIAL TORSEN
PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO TIPO
MONOPLAZA PARA LA COMPETENCIA FORMULA
STUDENT”.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
AUTOMOTRIZ**

PABLO JONATHAN OJEDA MONTOYA

Latacunga, Abril del 2012.

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, PABLO JONATHAN OJEDA MONTOYA

DECLARO QUE:

El proyecto de grado denominado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN CON CADENA Y DIFERENCIAL TORSEN PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO TIPO MONOPLAZA PARA LA COMPETENCIA FORMULA STUDENT**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Abril de 2012

OJEDA MONTOYA PABLO JONATHAN

CI. 171388479-7

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Yo, PABLO JONATHAN OJEDA MONTOYA

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN CON CADENA Y DIFERENCIAL TORSEN PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO TIPO MONOPLAZA PARA LA COMPETENCIA FORMULA STUDENT**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Abril de 2012

OJEDA MONTOYA PABLO JONATHAN

CI. 171388479-7

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

ING. OSCAR ARTEAGA LÓPEZ (DIRECTOR)

ING. EURO MENA MENA (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN CON CADENA Y DIFERENCIAL TORSEN PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO TIPO MONOPLAZA PARA LA COMPETENCIA FORMULA STUDENT**”, realizado por el señor OJEDA MONTOYA PABLO JONATHAN, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE en el reglamento de estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, **SI** recomiendan su publicación.

El mencionado trabajo consta de **UN** Empastado y **UN** disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil. Autorizan al señor OJEDA MONTOYA PABLO JONATHAN que lo entregue al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de la Carrera.

Latacunga, Abril de 2012

ING. OSCAR ARTEAGA LÓPEZ
DIRECTOR

ING. EURO MENA MENA
CODIRECTOR

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue realizado por OJEDA MONTOYA PABLO JONATHAN bajo nuestra supervisión, previo a la obtención de Título de Ingeniería Automotriz.

ING. OSCAR ARTEAGA LÓPEZ

DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. EURO MENA MENA

CODIRECTOR DEL PROYECTO

DEDICATORIA

La culminación de este proyecto de tesis dedico principalmente a mis padres y a mi hermana ya que con su sacrificio, sus virtudes, su apoyo incondicional y sus valores supieron guiarme por un buen camino y así poder culminar con éxito este proyecto de tesis.

Además quiero dedicar a todos los amigos estuvieron conmigo en la realización de este proyecto, incluyendo al Ing. Pablo Iturralde que con sus consejos y ayudas pude terminar este proyecto.

Pablo Ojeda Montoya

AGRADECIMIENTOS

Mi más sincero agradecimiento es para Dios por darme su bendición y dejarme ir en busca de mis metas y sueños, haciéndome participe de todos los logros y cumplir los objetivos trazados en mi vida profesional, pero sobre todo agradezco por poner a buenas personas en mi camino ya que ellas supieron ayudarme a cumplir mi sueño.

A mi familia por ser un pilar fundamental en mi vida ya que con su ayuda pude culminar este proyecto, gracias por su apoyo incondicional; a mis padres por el apoyo que a cada instante supieron brindarme, por la oportunidad de seguir un objetivo, por hacer que en el transcurso del tiempo nunca me falte nada, sobre todo el amor y el cariño, les agradezco por depositar en mi, toda su confianza y por sentirse orgullosos de la persona que formaron.

Un agradecimiento especial a mi hermanita con quien eh compartido toda mi vida momentos especiales e inolvidables, por permitirme conocerla cada día más y sobre todo por hacerme sentir ese calor de casa a la distancia .

De igual forma agradezco a todos los amigos y amigas que estuvieron a mi lado en el transcurso de mi carrera en la Universidad, ya que con su apoyo no hubiera podido terminar este proyecto, y también agradezco al Ing. Pablo Iturralde por brindarme su amistad y su apoyo en la realización de este proyecto.

Pablo Ojeda Montoya

ÍNDICE

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN	iii
CERTIFICADO	iv
CERTIFICACIÓN	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTO	vii
ÍNDICE	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
RESUMEN	xvii
SUMMARY	xix

CAPÍTULO 1

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 ANTECEDENTES	1
1.2 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROBLEMA A RESOLVER	2
1.3 OBJETIVO GENERAL	3
1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
1.5 METAS	3
1.6 HIPÓTESIS	4
1.7 METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL PROYECTO	4

CAPÍTULO 2

FORMULA STUDENT Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN

2.1 FORMULA STUDENT	5
2.2 FINALIDAD DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA	7
2.2.1 CADENAS	9
2.2.1.1 PARTES QUE CONFORMAN LA CADENA DE RODILLOS	11
A. PERNOS	11
B. PLACAS	12
C. BUJES	12
D. RODILLOS	12
E. CANDADOS	12
F. MEDIO CANDADO	12
2.2.1.2 VENTAJAS DEL USO DE CADENAS DE RODILLOS	12
2.2.1.3 DESVENTAJAS DEL USO DE CADENAS DE RODILLOS	13
2.2.1.4 SEGÚN SU APLICACIÓN	13
A. CADENAS DE CARGA	13
B. CADENAS DE TRACCIÓN	13
C. CADENAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	13
2.3 CARACTERÍSTICAS QUE DEBE REUNIR UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN TIPO FORMULA	15
2.4 GEOMETRÍA DEL TREN POSTERIOR	19
2.5 PARTES QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA	21
2.5.1 CADENA DE RODILLOS	21
2.5.2 RUEDAS PARA CADENAS DE RODILLOS	22

2.5.3 CHUMACERA DE RODAMIENTO GRANDE	23
2.5.4 CHUMACERA DE RODAMIENTO PEQUEÑO	24
2.5.5 MANZANA DIFERENCIAL	25
2.5.6 MANZANA CATALINA	25
2.5.7 EJE DE ALUMINIO DE 3/4 PULG	26
2.5.8 EJE DE ALUMINIO DE 1/2 PULG	26
2.5.9 TAPA DE RODAMIENTO GRANDE	27
2.5.10 TAPA DE RODAMIENTO PEQUEÑO	27
2.5.11 SISTEMA DE TRANSMISIÓN COMPLETA	28
2.6 TIPOS DE DIFERENCIALES Y SU FUNCIONAMIENTO	29
2.6.1 DIFERENCIAL CONVENCIONAL	29
2.6.2 DIFERENCIAL AUTOBLOCANTE	32
2.6.2.1 DIFERENCIALES DE DESLIZAMIENTO LIMITADO (LSD- LIMIT SLIP DIFERENTIAL)	33
A. DIFERENCIALES AUTOBLOCANTES MECÁNICOS	33
B. DIFERENCIAL AUTOBLOCANTE POR DISCOS DE FRICCIÓN	35
C. DIFERENCIAL VISCOSO	36
2.6.2.2 DIFERENCIAL TORSEN	38
2.6.2.3 SISTEMA HALDEX	40
2.7 SLIP LIMIT O DIFERENCIAL TORSEN	43
2.7.1 COMPONENTES PRINCIPALES DEL TORSEN	45
2.7.2 VENTAJAS DE LA UTILIZACIÓN DEL DIFERENCIAL TORSEN	50

CAPÍTULO 3

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

3.1 CÁLCULOS DE ARRASTRE	51
3.2 DISEÑO CINEMÁTICO	70
3.3 DISEÑO DINÁMICO	71
3.3.1 TENSIONES (VON MISES)	71
3.3.2 DESPLAZAMIENTOS ESTÁTICOS	72
3.3.3 FACTOR DE SEGURIDAD	73
3.4 FABRICACIÓN DE PIEZAS	75
3.4.1 FABRICACIÓN DE LAS TAPAS DE LOS RODAMIENTOS	76
3.4.2 FABRICACIÓN DE CHUMACERAS	76
3.4.3 FABRICACIÓN DE LA MANZANA DEL DIFERENCIAL	77
3.4.4 FABRICACIÓN DE LA MANZANA DE LA CATALINA	78
3.4.5 FABRICACIÓN DE LA SUJECIÓN DE LA CAJA DE TRANSMISIÓN	79
3.5 ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	80
3.6 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	80
3.6.1 PRUEBA 1	82
3.6.2 PRUEBA 2	82
3.6.3 PRUEBA 3	83
3.6.4 PRUEBA 4	84

CAPÍTULO 4

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 CONCLUSIONES	87
4.2 RECOMENDACIONES	88
BIBLIOGRAFÍA	90
ANEXOS	
ANEXO A TABLAS	
ANEXO B INFORMACIÓN GENERAL DEL MOTOR CBR 600 F4i	
ANEXO C PLANOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	
ANEXO D ARTÍCULO REVISTA	

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 2

Fig. 2.1 Sello representativo de la Formula Student Germany	6
Fig. 2.2 Esquema básico de una transmisión por cadenas	7
Fig. 2.3 Tensado adecuado de la cadena en una transmisión. Para un montaje horizontal con cargas de impacto se recomienda $y = (0,02...0,01)$.a, con carga suave $y = 0,04$.a. Para un montaje vertical se orienta $y = 0,01$.a	8
Fig. 2.4 Esquema de una cadena de rodillos	10
Fig. 2.5 Partes de una cadena	11
Fig. 2.6 Recorrido de los neumáticos en una curva	16
Fig. 2.7 Espacio de la transmisión	20
Fig. 2.8 Cadena de rodillos	21
Fig. 2.9 Perfil convexo de los dientes de una rueda para cadena de rodillos en el plano transversal	22
Fig. 2.10 Rueda, catalina o sprocket	23
Fig. 2.11 Chumacera rodamiento grande	24
Fig. 2.12 Chumacera pequeña	24
Fig. 2.13 Manzana diferencial	25
Fig. 2.14 Manzana catalina o sprocket	25
Fig. 2.15 Eje de aluminio de 3/4 pulg.	26
Fig. 2.16 Eje de aluminio de 1/2 pulg.	26
Fig. 2.17 Tapa de rodamiento grande	27
Fig. 2.18 Tapa de rodamiento pequeño	27
Fig. 2.19 Sistema de transmisión vista lateral derecha	28
Fig. 2.20 Sistema de transmisión vista lateral izquierda	28

Fig. 2.21 Diferencial convencional	30
Fig. 2.22 Esquema del diferencial y su función	31
Fig. 2.23 Reparto del par de tracción con suelo deslizante y normal	31
Fig. 2.24 Detalle del posicionamiento del eje deslizante	34
Fig. 2.25 Despiece del diferencial autoblocante	36
Fig. 2.26 Esquema interno de un viscoacoplador	37
Fig. 2.27 Esquema de unión de un diferencial convencional con un viscoacoplador	38
Fig. 2.28 Diferencial Torsen	39
Fig. 2.29 Situación del Haldex	41
Fig. 2.30 Transmisión Haldex completa	42
Fig. 2.31 Engranajes internos del Torsen	43
Fig. 2.32 Vista en corte de un diferencial Torsen	44
Fig. 2.33 Flujo de potencia	45
Fig. 2.34 Componentes del diferencial Torsen	46
Fig. 2.35 Esquema completo del diferencial Torsen para eje delantero o trasero	46
Fig. 2.36 Diferentes tipos de diferenciales Torsen	47
Fig. 2.37 Situación del Torsen en una transmisión quattro	47
Fig. 2.38 Relación entre el grado de bloqueo y la proporción de par	48
Fig. 2.39 Diferencia existente entre un diferencial convencional “open”, un autoblocante de placas de fricción y uno tipo Torsen	50

CAPÍTULO 3

Fig. 3.1 Característica externa del motor	53
Fig. 3.2 Balance de arrastre	58
Fig. 3.3 Boceto del impulsor de cadena	60
Fig. 3.4 Representación de distancias	62
Fig. 3.5 Distribución de fuerzas	63
Fig. 3.6 Reacciones en el eje x	65
Fig. 3.7 Reacciones en el eje y	66
Fig. 3.8 Determinación de la rosca	68
Fig. 3.9 Boceto de la transmisión	70
Fig. 3.10 Resultado de tensiones de Von Mises en la caja de transmisión	72
Fig. 3.11 Resultados de desplazamientos en la caja de transmisión	73
Fig. 3.12 Resultados de factor de seguridad en la caja de transmisión	74
Fig. 3.13 Vista posterior del sistema de transmisión	74
Fig. 3.14 Vista renderizada del sistema de transmisión	75
Fig. 3.15 Tapa de rodamiento grande	76
Fig. 3.16 Tapa de rodamiento pequeño	76
Fig. 3.17 Chumacera grande y pequeña	77
Fig. 3.18 Manzana del diferencial	77
Fig. 3.19 Sujeción para hacer la manzana de la catalina en la CNC	78
Fig. 3.20 Manzana de la catalina terminada	78
Fig. 3.21 Terminado de la sujeción de la caja de transmisión	79
Fig. 3.22 Ensamblaje del sistema de transmisión	80
Fig. 3.23 Ensamblaje total del sistema de transmisión	80
Fig. 3.24 Vista lateral y superior del sistema de transmisión	81
Fig. 3.25 Lado izquierdo y lado derecho del sistema de transmisión	81
Fig. 3.26 Refuerzos en la caja de transmisión	82
Fig. 3.27 Prototipo listo para la competencia	83
Fig. 3.28 Rotura de la rosca de la manzana de la catalina	83
Fig. 3.29 Rotura total de la rosca de la manzana del sistema de transmisión	84

Fig. 3.30 Pits de Ecuador Hockenheim Ring	85
Fig. 3.31 Puesta a punto del sistema de transmisión	85
Fig. 3.32 El prototipo en unas de las pruebas	86
Fig. 3.33 La bandera del Ecuador en la pista de Hockenheim	86

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 2

Tabla 2.1 Campos de aplicación de las transmisiones con cadena	9
Tabla 2.2 Designación de cadenas	11

CAPÍTULO 3

Tabla 3.1 Parámetros del Motor CBR 600 F4i	53
Tabla 3.2 Eficiencia de la transmisión y relación de marchas	55
Tabla 3.3 Fuerza en la rueda en primera marcha	56
Tabla 3.4 Fuerza en las ruedas en las siguientes marchas	56
Tabla 3.5 Fuerza de resistencia aerodinámica, fuerza de resistencia por deformación de las ruedas, resistencia al movimiento del vehículo	57

RESUMEN

El presente proyecto trata de diseñar y construir un sistema de transmisión con cadena y Diferencial Torsen para un prototipo de vehículo tipo Monoplaza para la Formula Student Germany FSG. Siendo esta Fórmula uno de los pilares fundamentales para este proyecto, diferenciándose en dos etapas importantes durante la ejecución de este proyecto: la parte inicial como la modelización y análisis del sistema de transmisión mediante la ayuda de paquetes informáticos, y en una segunda parte la fase de construcción en la que utiliza todos los conocimientos adquiridos en las diferentes áreas de la ingeniería automotriz.

Este proyecto cuenta con cuatro capítulos desde la fase de sistemática hasta llegar a tener las conclusiones los cuales se detallan a continuación:

En el Capítulo 1 tenemos el planteamiento del problema a resolver como son los antecedentes, la justificación, objetivos generales, objetivos específicos, metas e hipótesis del proyecto de tesis y toda la información necesaria para desarrollar el tema de investigación.

En el Capítulo 2 tenemos los conceptos básicos sobre lo que es la competencia Formula Student Germany, de igual forma se puede encontrar la finalidad del sistema de transmisión, así como los diferentes sistemas de transmisión que se puede encontrar, las características que debe reunir un sistema de transmisión tipo formula, la geometría del tren posterior, las partes que conforman el sistema de transmisión por cadena, los diferentes tipos de diferenciales y su funcionamiento y lo que es un Diferencial Torsen o Slip Limit.

El diseño computacional del sistema de transmisión está presente en el capítulo 3; siendo este el más importante del trabajo, se realiza cálculos de los diferentes parámetros de diseño seguidamente se realiza un bosquejo del chasis para luego modelizar mediante SolidWorks, en este modelo se aplican las cargas calculadas en el inicio de este capítulo, para finalmente realizar un ensamblaje con todas las

partes del sistema de transmisión, obteniendo en esta parte del proceso parte de los planos y un modelo en tres dimensiones del sistema de transmisión, después se procede a la fabricación, basándose en los planos, para finalmente realizar las diferentes pruebas de campo y corregir los defectos producidos.

En el Capítulo 4 las conclusiones y recomendaciones con las cuales finaliza el proyecto.

SUMMARY

This project aims to design and construct transmission system with Torsen differential chain and a prototype vehicle type car for the Formula Student Germany FSG. Since this formula one of the cornerstones for this project, differing in two important stages during the execution of this project: the initial modeling and analysis of the transmission system with the help of software, and a second phase construction which uses all the acquired knowledge in different areas of automotive engineering.

This project has four chapters from the systematic phase until it reached the conclusions which are detailed below:

In Chapter 1 we approach the problem to be solved such as the background, rationale, goals, objectives, goals and assumptions of the thesis project and all information necessary to develop the research topic.

In Chapter 2 we have the basics on what Formula Student Germany competition, just as you can find the purpose of the transmission system and the various transmission systems can be found, the characteristics required of a system transmission rate formula, the geometry of the rear train, the parts that make up the chain drive system, different types of spreads and how it works and what a Slip Differential or Torsen Limit.

The computational design of the transmission system is present in Chapter 3, being the most important work is carried out calculations of the different design parameters is performed then a sketch of the chassis and then modeled by SolidWorks, in this model are applied charges calculated at the beginning of this chapter, to finally make an assembly with all parts of the transmission system, obtaining in this part of the process of the blades and a three-dimensional model of the transmission system, then proceed to manufacture based on the drawings, and finally perform the various field tests and correct the defects produced.

In Chapter 4 the conclusions and recommendations which the project ends.

CAPÍTULO 1

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 ANTECEDENTES

La Formula Student es una serie de competiciones dónde diferentes equipos de estudiantes universitarios de ingeniería de todo el mundo compiten entre sí en el diseño de un monoplace. El vehículo debe cumplir con unas prestaciones elevadas en cuanto a aceleración, frenada, conducción, a la vez que debe tener un coste moderado y un mantenimiento fácil. En la actualidad, hay cuatro competiciones en Europa, entre las que se encuentran países como Reino Unido, Alemania, Italia y Austria. Fuera de las fronteras del viejo continente, la Formula Student también está presente en Estados Unidos, Brasil, Australia, Japón, Corea y próximamente en China.

La Formula Student es un proyecto formativo que cuenta con el apoyo de la industria de automoción a nivel mundial y de ingenieros de alto nivel cuyo objetivo es complementar los estudios de los jóvenes ingenieros con una experiencia real que les llevará a ser más emprendedores e innovadores, preparados para su entrada en el mundo laboral, ya que se les evalúa tanto de aspectos técnicos y de diseño del vehículo, como de su idea de negocio. Se sitúa a los participantes a suponer que una marca automovilística les encarga la producción de un vehículo prototipo para su evaluación. El vehículo será destinado al mercado de las carreras de autocross no profesionales, y su cliente pretende fabricar 1.000 vehículos al año.

Actualmente, las empresas del sector de la automoción y de los equipos de competición, así como el conjunto total de compañías dedicadas a la ingeniería, son conscientes de la importancia que supone, en su éxito corporativo la continua formación de jóvenes ingenieros calificados.

En este sentido el proyecto Formula Student constituye un reclamo constante de estudiantes dentro de las escuelas de ingeniería de todo el mundo, contribuyendo así, a mantener y desarrollar esta fuente continua de jóvenes valores. Así consigue transmitirles una continua motivación y entusiasmo que les permitirá vivir, a través de la competición, una experiencia inigualable contribuyendo a prepararles para el éxito en su carrera profesional.

1.2 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROBLEMA A RESOLVER

La Formula Student constituye la competición más ambiciosa, grande y prestigiosa de su clase en toda Europa. Puesta en marcha por el Instituto de Ingenieros Mecánicos (IMechE), en colaboración con la Sociedad de Ingenieros del Automóvil (SAE) y el Instituto de Ingenieros Eléctricos (IEE), que organiza cada año un evento con el objetivo de retar a universidades de todo el mundo en el diseño, construcción, desarrollo, gestión y competición dentro de un equipo con un vehículo reducido tipo monoplace.

Actualmente, y debido al creciente éxito del evento, los equipos pueden optar por participar dentro de la Formula SAE americana, Formula Student Europea, Formula SAE australiana, italiana o brasileña.

Así la Escuela Politécnica del Ejército Extensión Latacunga, a través de la creación del equipo Fórmula ESPE (FESPE), formado por alumnos de la universidad, ha iniciado, en el presente año y bajo estos criterios, el proyecto de diseño y construcción de un vehículo tipo formula, con el propósito de entrar en competición este año. De esta forma el estudiante, a través de la realización de su proyecto final de carrera, se encarga de diseñar y construir un sistema específico del vehículo, así como de buscar y obtener los recursos necesarios para su realización, enfrentándose, a lo largo de todo el proceso, ante problemas de la vida real: manejando un presupuesto, tiempos de entrega y aplicación de los conocimientos técnicos adquiridos durante estos años en la universidad.

De ahí la importancia del desarrollo del sistema de transmisión con cadena y diferencial torsen, y consecutivo el diseño integral del vehículo, lo que permitirá que se forje una cultura para que las siguientes generaciones de estudiantes, continúen demostrando sus conocimientos y destacando en esta competencia.

El sistema de transmisión con un mecanismo diferencial tiene por objeto permitir que cuando el vehículo dé una curva sus ruedas propulsoras puedan describir sus respectivas trayectorias sin patinamiento sobre el suelo. La necesidad de este dispositivo se explica por el hecho de que al dar una curva el vehículo, las ruedas interiores a la misma recorren un espacio menor que las situadas en el lado exterior, puesto que las primeras describen una circunferencia de menor radio que las segundas.

1.3 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un sistema de transmisión con cadena y diferencial torsen para un prototipo de vehículo tipo monoplaza para la competencia Formula Student.

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y seleccionar el mecanismo del sistema de transmisión con cadena y diferencial torsen para un prototipo de vehículo tipo monoplaza utilizando el software SolidWorks 2010.
- Montaje y pruebas necesarias de funcionamiento para el sistema diseñado.

1.5 METAS

Disponer de un sistema de transmisión con cadena con un diferencial torsen.

1.6 HIPÓTESIS

El diseño y construcción del sistema de transmisión permitirá transmitir el movimiento por medio de una cadena hacia un diferencial torsen lo cual incrementara la fuerza, la adherencia y la estabilidad en el movimiento hacia las ruedas.

1.7 METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL PROYECTO

El desarrollo del proyecto se guiara a través del cumplimiento progresivo de pasos que permitirán ir llevando a cabo el desarrollo del sistema de transmisión.

Primeramente se realizará una investigación del reglamento de la Formula Student, que tendrá como objetivo encontrar la utilidad del sistema de transmisión con cadena que será implementado en el prototipo del vehículo que deberá reunir una variedad de características acorde a la geometría del tren posterior en el que se ensamblara el sistema de transmisión impulsado por cadena. Para el diseño del sistema de transmisión se debe identificar los requerimientos establecidos por la normativa impuesta para la aplicación del vehículo a la Formula SAE, de igual manera se determinará los parámetros a los cuales estará sometido el vehículo, para este caso se va a utilizar un software de diseño y simulación llamado SolidWorks, para luego proceder a efectuar la fabricación de las partes que conforman la estructura del sistema de transmisión, después se procederá a ensamblar los mismos en la estructura del chasis del prototipo de vehículo para la competencia Formula Student, una vez ensamblado el sistema de transmisión al vehículo se procederá a detectar posibles fallas en el diseño o construcción del sistema de transmisión, una vez probado y puesto a punto el sistema de transmisión impulsado por cadena con un diferencial torsen se podrá disponer para la competencia anteriormente mencionada.

CAPÍTULO 2

FORMULA STUDENT Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN

2.1 FORMULA STUDENT.

La Formula Student, también conocida como Formula SAE, es una competición entre estudiantes de universidades de todo el mundo que promueve la excelencia en ingeniería a través de una competición entre universidades que diseñan, construyen, desarrollan y compiten como un pequeño equipo con un monoplaça.

La primera competición empezó a gestarse en 1979 el concepto original era una evolución de la BAJA SAE, en la que el tipo de vehículo a construir por los estudiantes es similar a un car-cross. Sin embargo, esta competición limitaba mucho la libertad (motor proporcionado por la organización sin posibilidad de modificarlo) y la nueva competición debía darles mayor margen para diseñar el monoplaça.¹

Así se llega a 1981, año en que se organiza en la Universidad de Texas en Austin la primera edición de la Formula SAE. Participaron 6 equipos y un total de 40 alumnos. Esta competición ha ido creciendo y desde 1998 también se celebra en Warwickshire una edición británica conocida como Formula Student. Aquel año participaron 4 equipos y 40 alumnos.

Actualmente se celebran competiciones en numerosos países como Alemania, Japón, Brasil, Australia, etc. Todas ellas utilizan la misma normativa base original de la Formula SAE y llegan a albergar hasta 120 equipos y más de 2.000 estudiantes. Los resultados de las competiciones son recogidos y puntúan en el ranking mundial.

En este concurso los estudiantes tienen que asumir que una marca fabricante de coches les ha encargado la producción de un prototipo para su evaluación y posterior fabricación de 1000 unidades. El mercado al que iría destinado este vehículo es el de los aficionados al pilotaje de fin de semana en circuito cerrado.

¹ <http://students.sae.org/competitions/bajasae/about.htm>

Por ello el vehículo deberá tener muy altas prestaciones en términos de aceleración, frenada y maniobrabilidad manteniendo un coste de producción no superior a 25000 euros. Además el diseño deberá cumplir un estricto reglamento impuesto por la organización.

El reto para los equipos es diseñar y fabricar el prototipo que mejor cumpla con estos objetivos. Cada diseño será juzgado mediante pruebas estáticas y dinámicas por un comité de expertos y profesionales del sector del automóvil para determinar cuál es el mejor vehículo en conjunto.²

Las pruebas estáticas consisten en la presentación y defensa del proyecto (Business plan) ante un jurado. Las pruebas dinámicas se realizan en el trazado Internacional de Hockenheim y pondrán a prueba las prestaciones del vehículo: estabilidad, consumo, aceleración, maniobrabilidad y fiabilidad.

Los participantes de Formula Student se enfrentan a un reto de ingeniería en el que se deben aplicar los conocimientos adquiridos durante los estudios, como: tecnología de vehículos, sistemas mecánicos, motores de combustión interna, motores eléctricos, cálculo de estructuras, sistemas electrónicos, etc.

Además, la competición tiene un carácter multidisciplinar ya que más allá de los aspectos puramente técnicos se ven envueltas disciplinas como: gestión de proyectos, negociación, estrategia, trabajo en equipo, capacidad de innovación, responsabilidad, financiación, relaciones públicas, etc.



Fig. 2.1 Sello representativo de la Formula Student Germany

² <http://www.wikipedia.com/formulastudent>

2.2 FINALIDAD DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN CON CADENA.

Este tipo de transmisiones trabajan de acuerdo con el principio de engranaje. La transmisión por cadena está compuesta de una rueda dentada motriz, una o varias ruedas dentadas conducidas y un tramo de cadena unido por ambos extremos que engrana sobre las ruedas dentadas.

La flexibilidad de la transmisión es garantizada con la cadena, la cual consta de eslabones unidos por pasadores, que permiten asegurar la necesaria flexibilidad de la cadena durante el engrane con las ruedas dentadas. En el caso más simple, la transmisión por cadena consta de una cadena y dos ruedas dentadas, denominadas ruedas de estrella, ruedas dentadas o sprockets, una de las cuales es conductora y la otra conducida.³

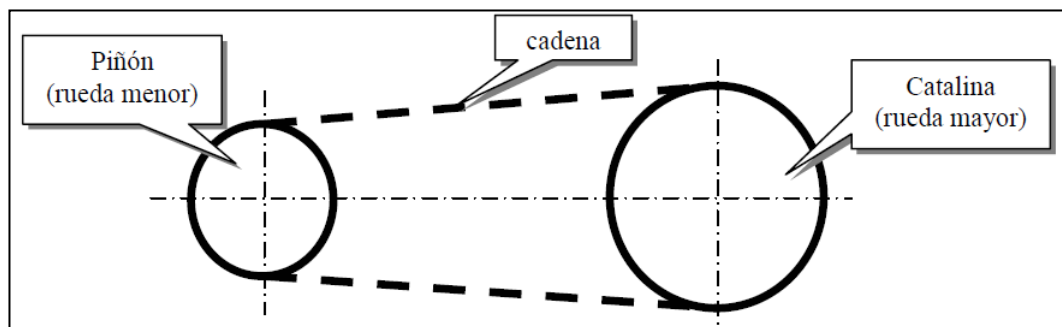


Fig. 2.2 Esquema básico de una transmisión por cadenas.

Dichas transmisiones se emplean cuando las distancias entre los ejes son considerables (hasta 4 m). La potencia de estas transmisiones alcanza 5000 CV. La máxima relación de engranaje es igual a siete. Las referidas transmisiones poseen una relación de engranaje constante y elevado rendimiento, cuya magnitud alcanza 0,98.

Adicionalmente a las transmisiones por cadenas se le incorporan cubiertas protectoras (guarderas). En casos de transmisiones que trabajan muy cargadas y a elevadas velocidades se emplean carcasas donde la cadena es lubricada por

³ Dr. Ing. Gonzalo González, Transmisiones de potencia por cadena de rodillos, explotación, selección y diseño, Habana 2001.

inmersión o con surtidores de aceite a presión aplicados en las zonas de inicio del engrane entre la cadena y las ruedas dentadas.

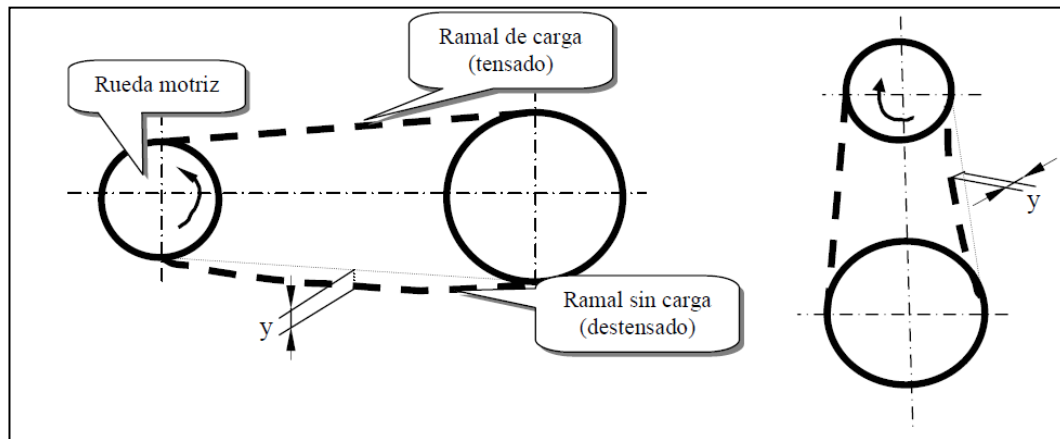


Fig. 2.3 Tensado adecuado de la cadena en una transmisión. Para un montaje horizontal con cargas de impacto se recomienda $y = (0,02...0,01) \cdot a$, con carga suave $y = 0,04 \cdot a$. Para un montaje vertical se orienta $y = 0,01 \cdot a$

En el caso de guarderas o carcasas, la envoltura no debe dificultar la regulación del tensado de la cadena para compensar el estirado de ella, producto del desgaste de sus eslabones y articulaciones. Generalmente, en las transmisiones por cadenas una de las ruedas es desplazable para garantizar el tensado adecuado de la cadena, de no ser así, se introducen dispositivos reguladores de la requerida tensión de la cadena.

Habitualmente, con auxilio de dispositivos reguladores se puede compensar el alargamiento de la cadena hasta la longitud de dos eslabones, después de esto es conveniente quitar dos eslabones de la cadena y situar el dispositivo regulador en posición inicial.

Tabla 2.1 Campos de aplicación de las transmisiones con cadena⁴

Aplicación	Rango del paso (mm)	Rango de carga limite de la cadena (N)
Motocicletas y bicicletas.	12,700 ... 15,875	7500 ... 20000
Máquinas agrícolas	15,875 ... 41,300	2000 ... 160000
Máquinas para la industria del petróleo.	19,050 ... 63,500	38000 ... 430000
Maquinaria general	8.000 ... 50.800	2000 ... 160000

Algunas de las ventajas que presentan las transmisiones por cadenas al ser comparadas con otras transmisiones de enlace flexible, como las transmisiones por correas y poleas, son:

- Dimensiones exteriores son menores.
- Ausencia de deslizamiento.
- Alto rendimiento.
- Pequeña magnitud de carga sobre los árboles.
- Posibilidad de cambiar con facilidad su elemento flexible (cadena).

En cambio, a las transmisiones por cadenas se les reconoce como inconvenientes que:

- Pueden ser un poco ruidosas.
- Requieren de una lubricación adecuada.
- Presentan cierta irregularidad del movimiento durante el funcionamiento de la transmisión.
- Requiere de una precisa alineación durante el montaje y un mantenimiento minucioso.

2.2.1 CADENAS

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia que se fabrica como una serie de eslabones que se unen mediante pernos. El diseño proporciona flexibilidad mientras permite que la cadena transmita fuerzas de tracción cuya magnitud es considerable.

⁴ Dobrovolski, V., Zablonki, K. Y otros, Elementos de Máquinas, pag.448, Edit. MIR, Moscú, 1976.



Fig. 2.4 Esquema de una cadena de rodillos.

El tipo más común de cadena es la cadena de rodamientos, en la que el rodamiento de cada perno proporciona una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las ruedas dentadas.

La cadena de rodamiento se clasifica con base en su paso, la distancia entre partes correspondientes de eslabones adyacentes. El paso se ejemplifica, por lo regular, como la distancia entre pernos adyacentes.

Una cadena de rodamientos estándar lleva una designación de tamaño entre 40 y 240, como se enumera en la tabla siguiente. Los dígitos, distintos al cero final, indican el paso de la cadena en octavos de pulgada, igual que en la tabla. Por ejemplo, la cadena número 100 tiene un paso de $10/8$ o $11/4$. Una serie de tamaños para trabajo pesado, con el sufijo H en la designación (60H – 240H), tiene las mismas dimensiones básicas que la cadena estándar del mismo número, a excepción de las placas laterales de mayor espesor. Además existen los tamaños más pequeños y ligeros: 25, 35 y 41.

Tabla 2.2 Designación de cadenas

Número de cadena	Paso (pulg)	Resistencia promedio al esfuerzo de tracción (lb)
25	¼	925
35	3/8	2100
41	½	2000
40	½	3700
50	5/8	6100
60	¾	8500
80	1	14500
100	1 ¼	24000
120	1 ½	34000
140	1 ¾	46000
160	2	58000
180	2 ¼	80000
200	2 ½	95000
240	3	130000

Los impulsores de cadena se emplean casi siempre a velocidades más bajas, con los consecuentes torque de mayor magnitud. Los eslabones de cadena de acero tienen una alta resistencia a esfuerzos de tracción para que sean capaces de soportar las considerables fuerzas que resultan de un torque de alta magnitud.

2.2.1.1 PARTES QUE FORMAN LA CADENA DE RODILLOS⁵

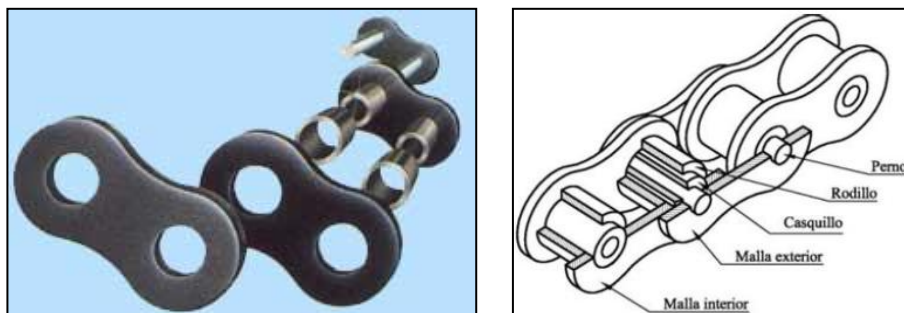


Fig. 2.5 Partes de una cadena

- a. **Pernos:** El perno está sujeto a fuerzas de corte y flexión transmitidas por las placas, por lo que necesita tener alta resistencia a la tensión y al corte, así como a la flexión. Debe ser endurecido contra choques y desgaste.

⁵ [http://www.cacsa.com.mx/Transmisión de potencia mecánica/ Cadenas industriales](http://www.cacsa.com.mx/Transmisión%20de%20potencia%20mecánica/Cadenas%20industriales)

- b. Placas:** Son los componentes que reciben la tensión, algunas veces acompañada por cargas de impacto. Deben tener resistencia a los requerimientos ambientales como la corrosión y la abrasión.
- c. Bujes:** Están sujetos a esfuerzos de corte y a la flexión. Absorben las cargas cuando la cadena se engancha con la catarina. Deben tener gran resistencia al corte, los impactos y al desgaste.
- d. Rodillos:** Están sujetos a cargas de impacto durante el enganche con la catarina. También reciben cargas de compresión. Tienen una acción tipo rodamientos junto con los bujes y deben tener resistencia al desgaste, la fatiga y choques.
- e. Candados:** Sirven para unir la cadena. Consiste en dos placas y dos pernos que entran libremente en la cadena y quedan sujetos de un clip. Tienen un 20% menos capacidad que la cadena, aunque existen candados que si tienen la misma capacidad que la cadena.
- f. Medio Candado:** Es utilizado para unir cadena con número de eslabones impares, cuando se tiene que retazar la cadena por el desgaste. Tiene un 35% de menor capacidad que la cadena, aunque existen medios candados dobles, que tienen la misma capacidad que la cadena.

2.2.1.2 VENTAJAS DEL USO DE CADENAS DE RODILLOS

- Pueden aumentar ó disminuir la velocidad
- Pueden unir ejes hasta de 4 m.
- Son fáciles de cortar y conectar
- No hay deslizamiento entre el eje motriz y el conducido
- El estiramiento es prácticamente nulo
- La vida de operación es larga
- Son especiales para trabajar en ambientes hostiles
- Es fácil su mantenimiento

2.2.1.3 DESVENTAJAS DEL USO DE CADENAS DE RODILLOS

- Elongación provocada por el desgaste de sus componentes
- Flexibilidad limitada a un solo plano
- Velocidades también limitadas
- Se requiere cambiar catarinas junto con la cadena

2.2.1.4 SEGÚN SU APLICACIÓN

Las cadenas pueden ser divididas para su estudio en tres grupos:

- Cadenas de carga:** Son empleadas para suspender, elevar y bajar cargas. Ellas son empleadas predominantemente en las máquinas elevadoras de carga. Estas trabajan con bajas velocidades (hasta 0,25 m/s) y grandes cargas. Son construidas de eslabones simples, generalmente redondos o de bridas sencillas.
- Cadenas de tracción:** Son empleadas para mover cargas en las máquinas transportadoras, trabajan con velocidades medias (hasta 2-4 m/s). En su fabricación se emplean eslabones de pasos largos, usualmente entre los 50 y 1000 mm.
- Cadenas de transmisión de potencia:** En estos accionamientos, la cadena y la rueda son usadas como engranaje flexible para transmitir torque desde un eje de rotación a otro. Generalmente son empleados eslabones pequeños y de gran precisión en sus dimensiones, con pasos entre 4 y 63.5 mm, con el objetivo de reducir las cargas dinámicas, y con pasadores resistentes al desgaste para asegurar una conveniente duración.

Como es posible apreciar, el elemento principal de este tipo de transmisión mecánica es la cadena, la cual define la seguridad, duración y capacidad de trabajo de la transmisión. De los tres grupos de cadenas anteriores que se emplean en la industria moderna, son las cadenas de transmisión de potencia las más difundidas.

Además de clasificar dentro de las transmisiones mecánicas más eficiente en aplicaciones industriales, con un valor que oscila alrededor del 98% por cada etapa de transmisión. Por tal motivo, las transmisiones de potencia con cadenas serán objeto de estudios en este material.

Las cadenas de rodillos para transmisión de potencia se fabrican en empresas o compañías especializadas en su producción y comercialización. Algunas de las más conocidas firmas productoras son las alemanas Iwis y Köbo, la italiana Regina, la inglesa Renold, la española Iris y las estadounidenses Rexnord, Link-Belt y Diamond.

La transmisión por cadenas de rodillos tiene una bien ganada posición en el amplio conjunto de accionamientos para transmisiones de potencias medias. Una de las ventajas más significativa de esta transmisión es el sincronismo que logra con un enlace flexible entre el elemento motriz y el movido, permitiéndole ser empleada con éxito como elemento de transmisión mecánica en maquinas herramientas, máquinas impresoras, maquinaria textil, equipamiento de embalaje, máquinas agrícolas, en la industria de la construcción, en la industria minera, y con un amplio empleo en la construcción de vehículos automotores.

2.3 CARACTERÍSTICAS QUE DEBE REUNIR UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN TIPO FÓRMULA.

La característica fundamental de una transmisión tipo fórmula es evitar el deslizamiento longitudinal de los neumáticos al circular por curvas cerradas. En el caso de nuestro vehículo tipo fórmula los neumáticos están conectados cinemáticamente al motor mediante un diferencial, de forma que tienen una velocidad angular variable puesto que en el terreno hay desniveles que los neumáticos sobrepasan ósea la velocidad angular de un neumático con respecto al otro varia pero la diferencia no puede ser tan grande porque en ese momento se activa el diferencial autoblocante y puede bloquear el neumático.

El prototipo es un vehículo ligero pensado fundamentalmente para que en su comportamiento primen la aceleración y una alta velocidad de paso por curva. Es decir, que todo aquello que ayude a disminuir las inercias es positivo. Una transmisión mediante diferencial es más pesada que un simple plato de cadena unido a un eje, y además aumenta el momento de inercia de los elementos giratorios, por lo que disminuye la proporción de par motor dedicado exclusivamente a la aceleración del vehículo.

Además, un aumento de peso supone una mayor fuerza centrípeta, que exige mayor adherencia para poder mantener la misma velocidad en curva.

Por otro lado, y debido al peculiar terreno en el que circulan estos vehículos, la conducción en curva es muy diferente a la de un vehículo convencional. En curva, la tendencia es claramente reviradora. Es decir, que el eje que mayor tendencia al deslizamiento tiene es el trasero. De hecho, el modo de conducción natural en curva es la “cruzada”. Esto consiste en permitir el deslizamiento lateral de la zaga hasta que alcanza determinado ángulo con respecto a la trayectoria del vehículo.

De esta forma se consigue que la componente de la fuerza de tracción normal a la trayectoria ayude a compensar la aceleración centrípeta que sufre el vehículo, permitiendo una mayor velocidad de paso por curva.

Si nos centramos en una conducción sin deslizamiento lateral, es decir, la conducción habitual y legal de un vehículo convencional por asfalto, en las curvas el camino recorrido por los neumáticos exteriores es mayor que el de los neumáticos interiores. Si consideramos, por ejemplo, un giro de 7,5 metros de radio y una separación entre ruedas de 1,5 metros la diferencia de caminos recorridos por las ruedas interiores y exteriores es de un 20%, lo que exigiría un deslizamiento en cada neumático, del orden del 10%. Valor que está en el orden de deslizamientos que provocan saturación del rozamiento. Esto, además de provocar un elevado desgaste de neumáticos y aumentar los esfuerzos en toda la cadena de tracción, reduce las posibilidades de control de dirección y freno.⁶

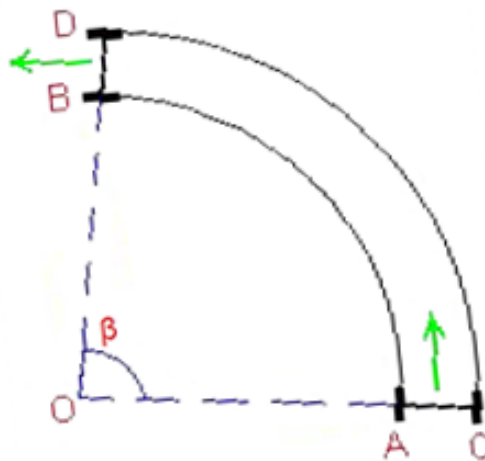


Fig. 2.6 Recorrido de los neumáticos en una curva

$$r_i = \overline{OA} = \overline{OB} \quad \overline{AB} = r_i \cdot \beta$$

$$r_e = \overline{OC} = \overline{OD} \quad \overline{CD} = r_e \cdot \beta$$

⁶ JOSU GOÑI, Diseño de transmisión mediante diferencial TORSEN, Pág.: 11

Diferencia de recorrido de las ruedas interiores y las exteriores:

$$\overline{CD} - \overline{AB} = \beta \cdot (r_e - r_i)$$

Dado el diámetro de la rueda d y el tiempo en girar el ángulo βt :

$$\omega_{rueda\text{int}} = 2\pi \frac{\overline{AB}}{t \cdot d \cdot \pi} = \frac{2 \cdot r_i \cdot \beta}{t \cdot d} \quad \omega_{rueda\text{ext}} = 2\pi \frac{\overline{CD}}{t \cdot d \cdot \pi} = \frac{2 \cdot r_e \cdot \beta}{t \cdot d}$$

Y la diferencia de velocidades angulares entre las ruedas interiores y exteriores es por tanto:

$$\omega_{dif} = \omega_{rueda\text{ext}} - \omega_{rueda\text{int}} = \frac{2 \cdot \beta}{t \cdot d} \cdot (r_e - r_i)$$

El diferencial permite transmitir el par motor a las diferentes ruedas tractoras sin imponerles la misma velocidad angular. La principal limitación del diferencial convencional es que el par transmitido a ambas ruedas es el menor de los que pueden absorber las dos.

Por lo tanto, empleando un diferencial Torsen en la transmisión del prototipo lograremos un mejor comportamiento del mismo, menor desgaste de neumáticos y mayor seguridad para el piloto. Además, y como se verá más adelante, el diferencial que emplearemos admite una cierta diferencia entre los pares transmitidos a ambas ruedas, a cambio de una cierta resistencia a la diferencia de velocidades entre ruedas.

En el caso de esta transmisión por cadena vamos a utilizar:

- Cadena de paso 525 mm.
- Piñón de 16 dientes.
- Catalina de 52 dientes.

Con respecto a la caja de cambios que vamos a utilizar estas son las características técnicas:

Tipo de transmisión:		Engranaje constante de 6 velocidades ⁷
Sistema de embrague:		Húmedo, multidisco
Operación del sistema de embrague:		Operación por cable
Relación de marchas:	1ra	2.833 (34/12)
	2da	2.062 (33/16)
	3ra	1.647 (28/17)
	4ta	1.421 (27/19)
	5ta	1.272 (28/22)
	6ta	1.173 (27/23)
Relación primaria de reducción:		1.822 (82/45)
Relación final de reducción:		3.25 (52/16)

⁷ Manual de Reparación, Honda CBR-600 F4i

2.4 GEOMETRÍA DEL TREN POSTERIOR.

En primer lugar, el espacio físico en el que ha de ir montada la transmisión es muy limitado, por lo que el diferencial habrá de ser lo más compacto posible. Además del tamaño, el peso tiene una gran importancia ya que la masa total del conjunto del vehículo ronda los 300Kg, con lo cual, por poner un ejemplo, lo que en un vehículo convencional podría ser un aumento de masa del 2,5% (unos 30Kg), en nuestro vehículo supondría aumentar la masa total en un 10%. Un diferencial convencional suele tener un tamaño considerable, por lo que no parece una buena opción.

Una vez que nos hemos decidido por un diferencial autoblocante debemos seleccionar aquel que satisfaga mejor las exigencias de nuestro vehículo, que sea fiable y que resulte económico.

El sistema Haldex no deja de ser un auxiliar a la diferenciación, pero no es capaz de funcionar como diferencial por sí mismo. Además resulta complejo por su componente hidráulica, por lo que descartaremos esta opción. En el caso del diferencial viscoso ocurre algo parecido que con el Haldex.

Tampoco se trata de un diferencial propiamente sino de un sistema de acople central que permite controlar la distribución de par entre el eje delantero y el trasero. Debería ir acompañado por lo tanto de un diferencial convencional. Por razones de espacio, esta opción tampoco es buena. Además la salida del escape pasa por la caja de transmisión y por los ejes motrices que conectan el diferencial con los neumáticos así que se reduce aun más el espacio de la transmisión.

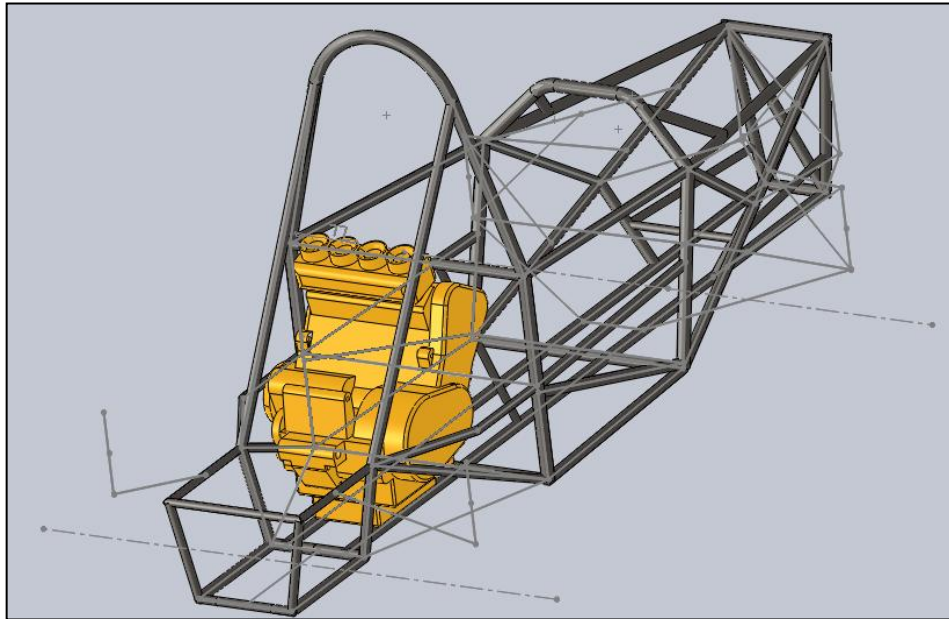


Fig. 2.7 Espacio de la transmisión

Nos quedan por tanto el diferencial Torsen y el autoblocante de discos de fricción como posibles opciones. El diferencial tipo Torsen presenta una clara ventaja frente al autoblocante mecánico: mientras que el autoblocante mecánico actúa una vez se ha producido el deslizamiento, el Torsen es capaz de anticiparse al mismo enviando en cada momento más par a la rueda que más tracción tenga de una manera proporcional a la adherencia de cada rueda.

Esta característica nos permite disponer siempre del máximo par en la rueda que más agarre tiene, sin tener que llegar al deslizamiento en la rueda de menor agarre, y que esto propicie el bloqueo del diferencial. Esto redundaría en un mejor comportamiento sin pérdidas de tracción en ninguna rueda mientras haya capacidad de transmitir, lo que favorece las aceleraciones y evita derivas que tengan que ser controladas.

Es cierto que para modificar el comportamiento del vehículo en según qué circunstancias, el sistema multidisco facilita el reparto de par a un eje para permitir que este derive, tal vez perdiendo capacidad de tracción pero ganando en agilidad en curvas.

Sin embargo, todas las ventajas ya citadas sumadas a una mejor capacidad de tracción y un diseño compacto hacen del diferencial tipo Torsen sea la mejor opción para nuestro sistema de transmisión.

2.5 PARTES QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA.

2.5.1 CADENAS DE RODILLOS.

Las cadenas de rodillos son un medio altamente eficiente y versátil de transmisión mecánica. Hasta la fecha, en el campo de las aplicaciones industriales la cadena de rodillos ha sido la de mayor difusión entre la variedad disponible de cadenas de transmisión.

Este tipo de cadena, en su construcción más generalizada, está compuesta por placas interiores y exteriores que se alternan sucesivamente y unidas entre sí de forma articulada.

Cada articulación de la cadena consta de un pasador en unión con la placa exterior, un casquillo que se encuentra unido a los agujeros de las placas interiores y por último el rodillo, que se encuentra montado con holgura en el casquillo, para disminuir el desgaste de los dientes de las ruedas y el propio casquillo.

Es aconsejable emplear cadenas con un número par de eslabones, teniendo en cuenta que los eslabones de unión son más resistentes que los correspondientes a un número impar de eslabones.

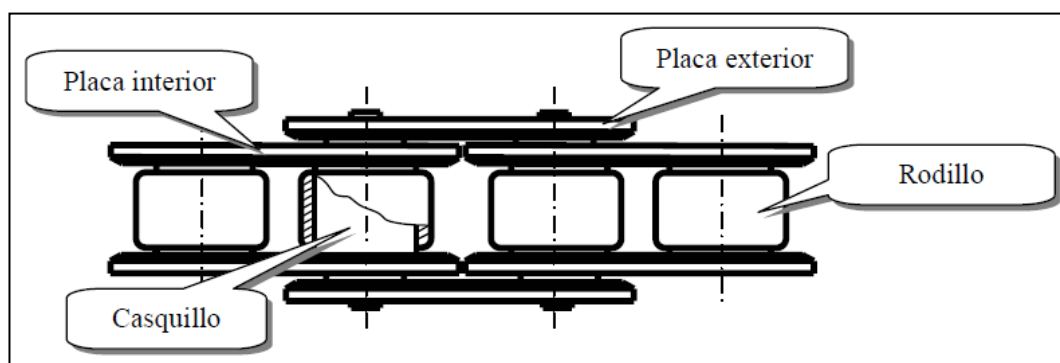


Fig. 2.8 Cadena de rodillos

2.5.2 RUEDAS PARA CADENAS DE RODILLOS.⁸

La capacidad de trabajo de una transmisión por cadenas depende, en muy buena medida, de la calidad de las ruedas (sprockets) de la transmisión. La exactitud de fabricación de los dientes y su paso, el acabado de las superficies activas, el material empleado y el tratamiento térmico aplicado a los flancos de los dientes tienen una gran influencia en la durabilidad y buen funcionamiento de la transmisión.

Los dientes de las ruedas para cadenas de rodillo se elaboran con perfiles convexos, cóncavos, rectilíneos o combinados (generalmente rectilíneo convexo), a pesar que la experiencia muestra que el perfil cóncavo dispone de mayor resistencia al desgaste debido a que aporta una mayor longitud activa en el perfil del diente, es la forma convexa la más difundida en la actualidad por las facilidades tecnológicas de fabricación y se ha dejado el perfil cóncavo para los casos de transmisiones con elevadas velocidades periféricas.

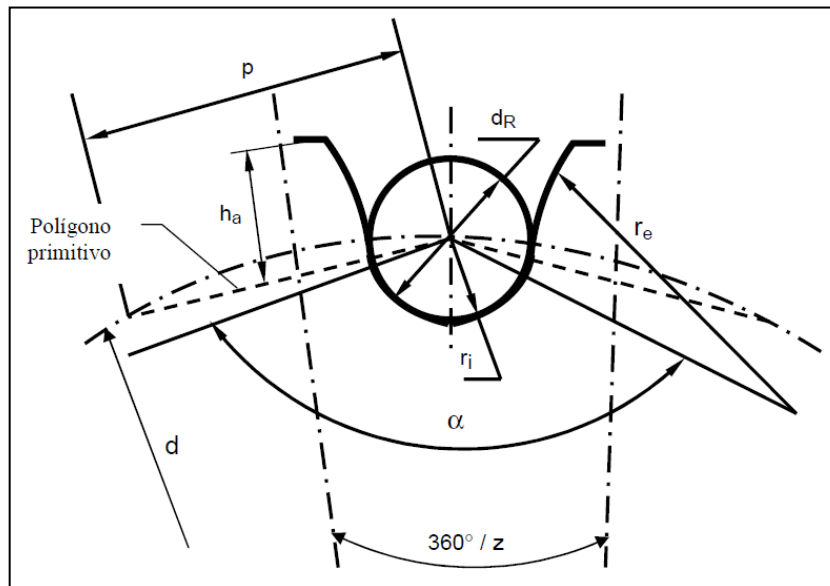


Fig. 2.9 Perfil convexo de los dientes de una rueda para cadena de rodillos en el plano transversal

⁸ Dr. Ing. Gonzalo González, Transmisiones de potencia por cadena de rodillos, explotación, selección y diseño, Habana 2001.

El perfil convexo es el aceptado por la mencionada norma ISO y establece las dimensiones limites del espacio interdental considerando las magnitudes que permitirían un espaciado máximo o mínimo entre los dientes de la rueda.



Fig. 2.10 Rueda, catalina o sprocket

2.5.3 CHUMACERA DE RODAMIENTO GRANDE

En esta parte se aloja un rodamiento de denominación 6024 que es el rodamiento más grande con un diámetro interno de 120 mm y un diámetro externo de 180 mm con un espesor de 28 mm, se utilizo acero de transmisión AISI 1020, va sujeta a la tapa de rodamiento grande mediante pernos y tuercas M10.

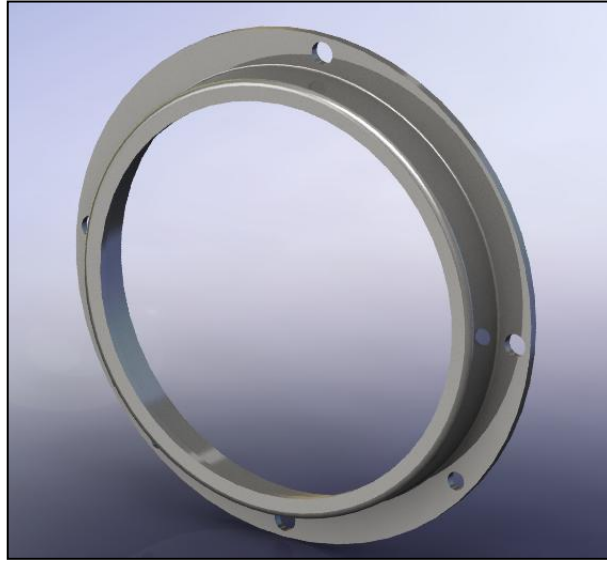


Fig. 2.11 Chumacera rodamiento grande

2.5.4 CHUMACERA DE RODAMIENTO PEQUEÑO

En esta parte se aloja un rodamiento de denominación 6207 es el rodamiento más pequeño tiene un diámetro interno de 35 mm y un diámetro externo de 72 mm con un espesor de 17 mm, se utilizo acero de transmisión AISI 1020, va sujeta a la tapa de rodamiento pequeño mediante pernos y tuercas M8.

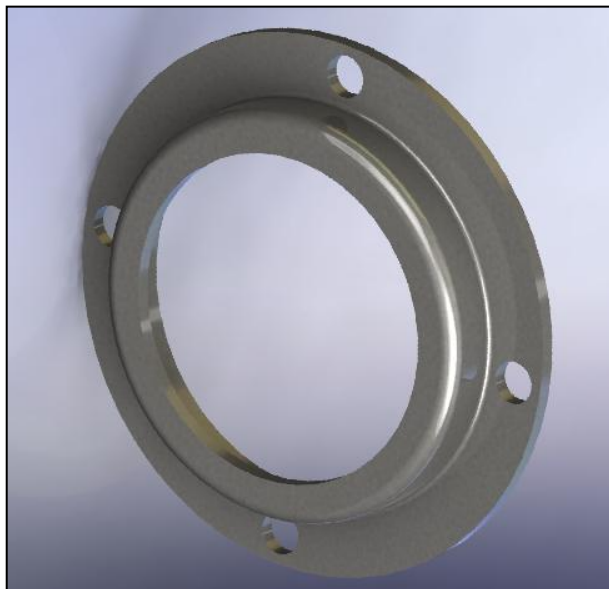


Fig. 2.12 Chumacera pequeña

2.5.5 MANZANA DIFERENCIAL

En esta parte se utilizo aluminio 7075-T6 (SN), va sujeta al diferencial mediante pernos M10.

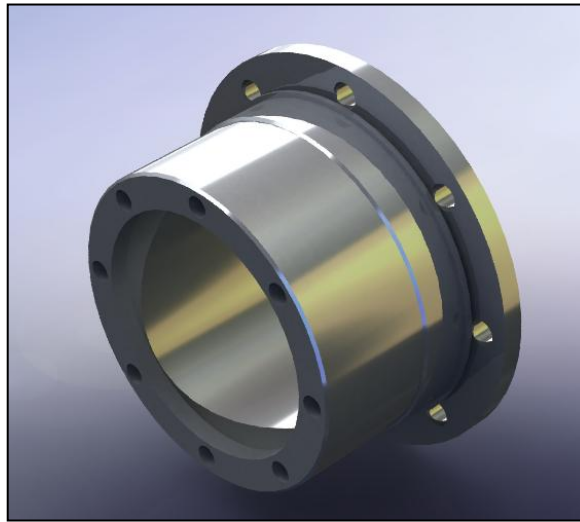


Fig. 2.13 Manzana diferencial

2.5.6 MANZANA CATALINA, RUEDA O SPROCKETS

En esta parte se utilizo aluminio 7075-T6 (SN), va sujeta a la manzana diferencial mediante pernos M8.

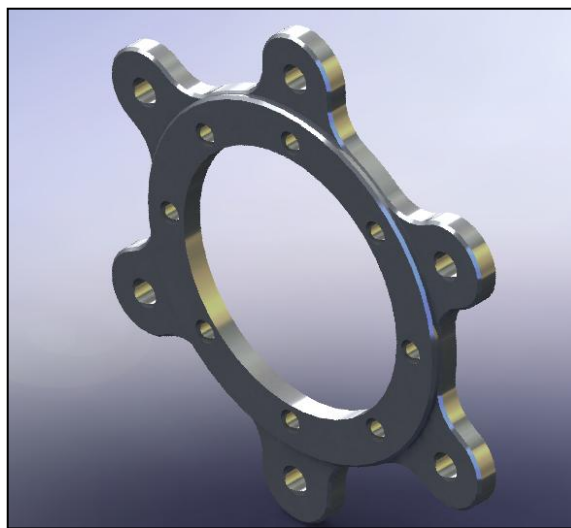


Fig. 2.14 Manzana catalina o sprocket

2.5.7 EJE DE ALUMINIO DE 3/4 PULG.

Este eje de aluminio es de una aleación 2024, va sujeta a las tapas de rodamientos mediante soldadura.

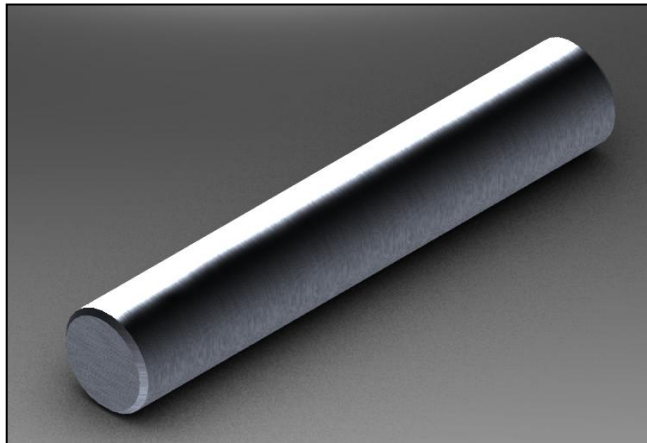


Fig. 2.15 Eje de aluminio de 3/4 pulg.

2.5.8 EJE DE ALUMINIO DE 1/2 PULG.

Este eje de aluminio es de una aleación 2024, va sujeta a las tapas de rodamientos mediante soldadura.

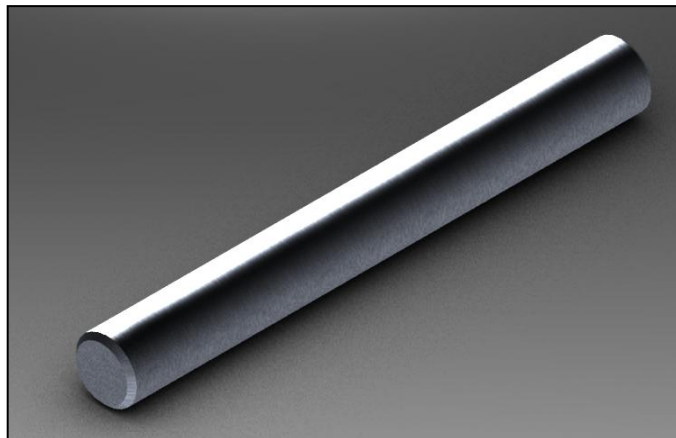


Fig. 2.16 Eje de aluminio de 1/2 pulg.

2.5.9 TAPA DE RODAMIENTO GRANDE

En esta parte se acoplan la chumacera grande, los ejes de aluminio y parte del rodamiento grande, es de una aleación aluminio 7075-T6 (SN).

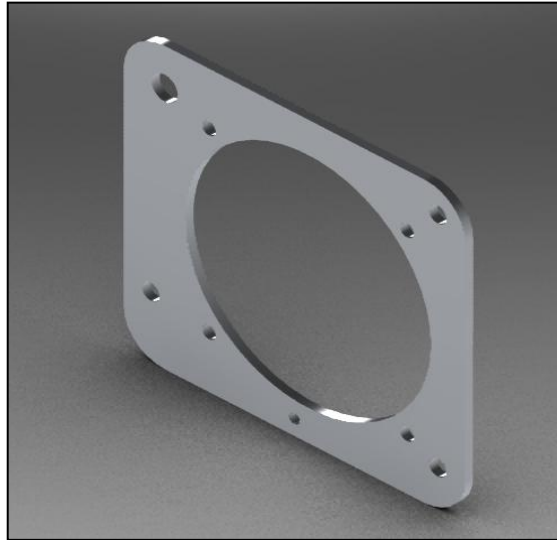


Fig. 2.17 Tapa de rodamiento grande

2.5.10 TAPA DE RODAMIENTO PEQUEÑO

En esta parte se acoplan la chumacera pequeña, los ejes de aluminio y parte del rodamiento pequeño, es de una aleación aluminio 7075-T6 (SN).

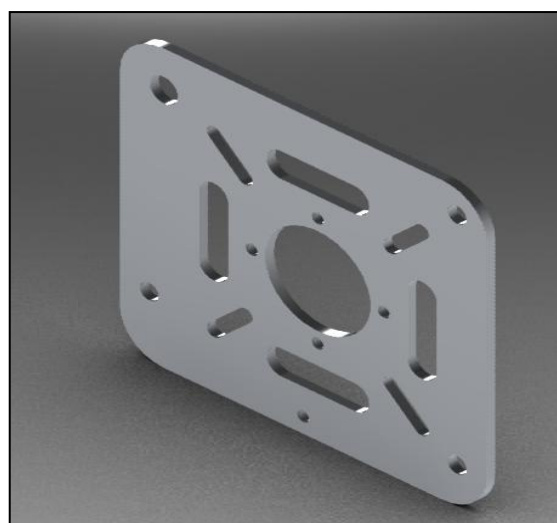


Fig. 2.18 Tapa de rodamiento pequeño

2.5.11 SISTEMA DE TRANSMISIÓN COMPLETA

Lo que se muestra en las figuras siguientes es la caja de la transmisión armada con todos los aditamentos antes mencionados con sus respectivos pernos y tuercas, además se adicione refuerzos que están hechos de acero de transmisión AISI 1020.

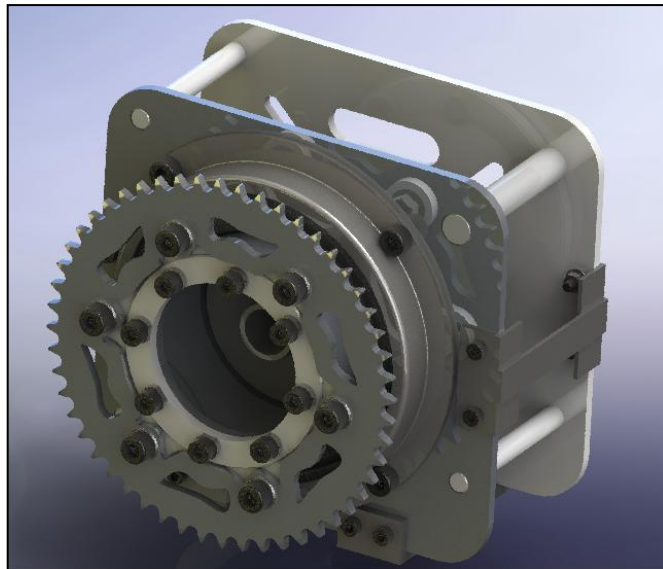


Fig. 2.19 Sistema de transmisión vista lateral derecha

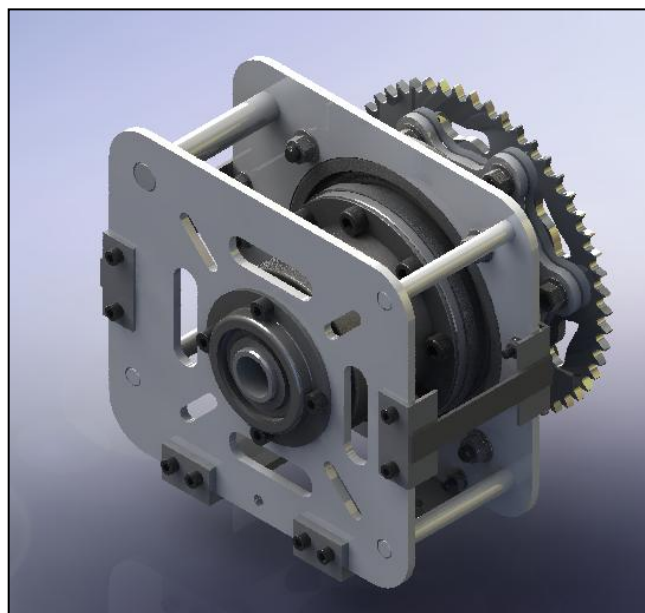


Fig. 2.20 Sistema de transmisión vista lateral izquierda

2.6 TIPOS DE DIFERENCIALES Y SU FUNCIONAMIENTO.

En esta sección hablaremos de los distintos tipos de diferenciales que se emplean actualmente y analizaremos su funcionamiento y características principales.

Clasificaremos los diferenciales en dos grupos: Diferencial convencional y diferenciales autoblocantes.

Dentro del grupo de diferenciales autoblocantes hablaremos de:

- Diferenciales de deslizamiento limitado
 - a. Viscoso o ferguson
 - b. Autoblocantes mecánicos.
 - c. Por discos de fricción.
- Diferenciales torsen.
- Diferenciales de deslizamiento controlado (embragues multidisco).

2.6.1 DIFERENCIAL CONVENCIONAL

Está basado en la utilización de engranajes cónicos. El par motor se transmite a la corona situada en la carcasa exterior. Sobre ejes montados en dicha carcasa giran varios engranajes cónicos (piñones satélites) que, a su vez, engranan con sendos piñones cónicos (engranajes de los semiejes o planetarios) que accionan las transmisiones que van a las ruedas.

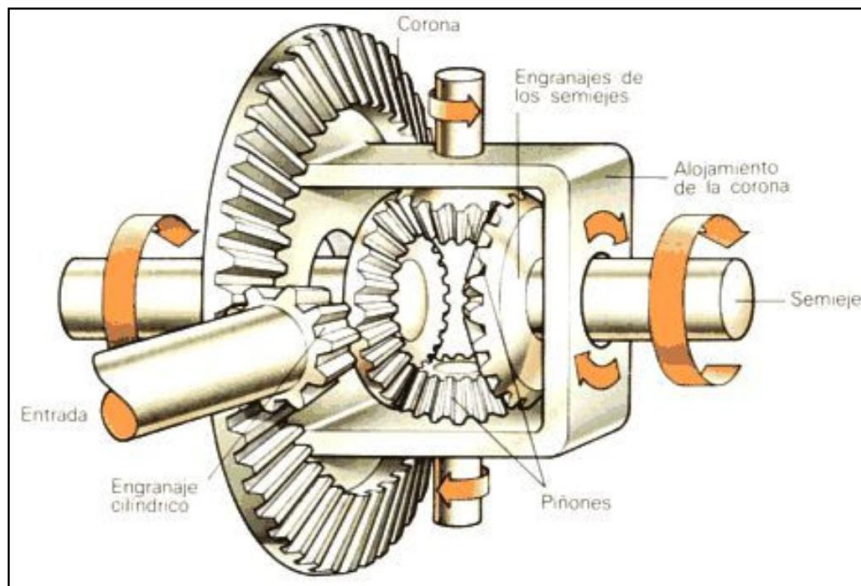


Fig. 2.21 Diferencial convencional

Cuando el camino que deben recorrer ambas ruedas es el mismo, los piñones satélites no giran respecto de su eje y transmiten a cada eje de salida un par que es función de la resistencia ofrecida por el mismo. Por el contrario, cuando el camino a recorrer por cada rueda es diferente, la rotación de los piñones satélites permite que las velocidades de salida de ambas transmisiones sean diferentes.

El diferencial reparte el esfuerzo de giro de la transmisión entre los semiejes de cada rueda, actuando como un mecanismo de balanza; es decir, haciendo repercutir sobre una de las dos ruedas el par, o bien las vueltas o ángulos de giro que pierda la otra. Esta característica de funcionamiento supone la solución para el adecuado reparto del par motor entre ambas ruedas motrices cuando el vehículo describe una curva, pero a la vez se manifiesta como un serio inconveniente cuando una de las dos ruedas pierde su adherencia con el suelo total o parcialmente.

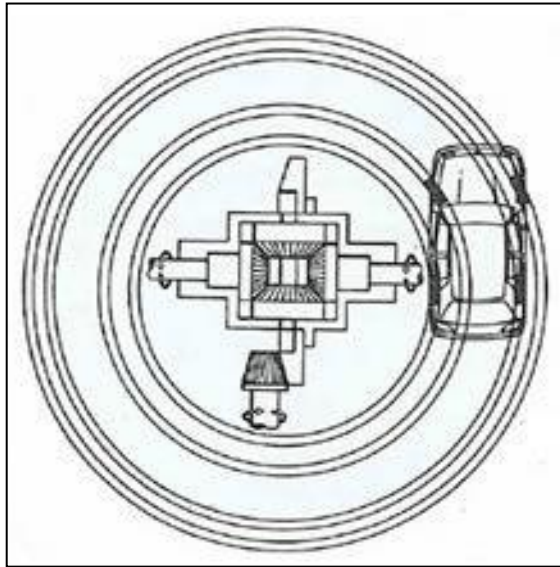


Fig. 2.22 Esquema del diferencial y su función

En estas circunstancias, cuando por ejemplo una de las dos ruedas del eje motriz rueda momentáneamente sobre una superficie deslizante (hielo, barro, etc.), o bien se levanta en el aire (a consecuencia de un bache o durante el trazado de una curva a alta velocidad), la característica de balanza del diferencial da lugar a que el par motor se concentre en la rueda cuya adherencia se ha reducido. Esta rueda tiende a embalsarse, absorbiendo todo el par, mientras que la opuesta permanece inmóvil, lo que se traduce en pérdida de tracción del coche. El diferencial autoblocante tiene como objetivo resolver este importante problema de pérdida de tracción.

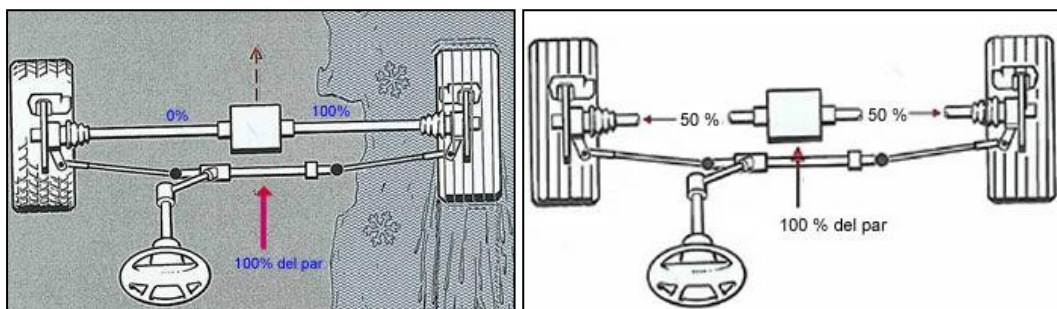


Fig. 2.23 Reparto del par de tracción con suelo deslizante y normal

2.6.2 DIFERENCIAL AUTOBLOCANTE⁹

En la actualidad los diferenciales autoblocantes han sido desplazados por los controles de tracción electrónicos (TCS, ASC+T, ASR, EDS), los cuales detectan con los captadores de ABS la rueda que patina, frenando la misma y mandando el exceso de par a la otra rueda, de igual forma que haría un diferencial autoblocante.

El control de tracción reduce la potencia del motor si el efecto de frenar una rueda no es suficiente, para reducir el par que recibe y canalizarlo adecuadamente de esta forma a la rueda adecuada. De este modo la extensión del uso del ABS/EDS ha sustituido a los diferenciales autoblocantes.

Solo vehículos de altas prestaciones y racing siguen montando diferenciales autoblocantes, ya que se descarga el trabajo de los frenos, e incluso aumenta la capacidad de transmisión de potencia, pero encareciendo el montaje. Por ejemplo, el diferencial Torsen se combina muy bien con los controles de tracción electrónicos.

Además de descargar de trabajo a éstos como hemos dicho antes, consigue la máxima transferencia de par a las ruedas sin que lleguen a deslizarse, consiguiendo aceleraciones muy rápidas y progresivas.

Los diferenciales autoblocantes presentan claras ventajas frente al diferencial convencional.

En cuanto a la estabilidad, con el dispositivo autoblocante, cuando una de las dos ruedas motrices pierde adherencia (se levanta en una curva, pasa sobre una placa de hielo, etc.), no se produce su embalamiento, por lo tanto, existe el riesgo que se da en los diferenciales normales de que la rueda, girando loca, haga desviarse bruscamente al recuperar su adherencia normal. En la práctica, esta característica se traduce en una gran seguridad que se nota especialmente en curvas.

⁹ <http://www.mecanicavirtual.org/diferencial-autoblocante.htm>

Por otro lado, cuando la adherencia que ofrece el piso es reducida, con un diferencial corriente el par disponible en las ruedas se halla limitado por la rueda que goza de menor adherencia. En esta situación, la rueda con menor capacidad de tracción se embala, mientras que la opuesta permanece inmóvil y el vehículo, por lo tanto, queda bloqueado.

Con el autoblocante, cuando estas circunstancias se producen todo el par motor disponible se aplica sobre la rueda de mayor tracción, lo que permite al vehículo mayores posibilidades de no quedarse atascado.

2.6.2.1 DIFERENCIALES DE DESLIZAMIENTO LIMITADO (LSD - Limited Slip Differential).

a. DIFERENCIALES AUTOBLOCANTES MECÁNICOS

Estos diferenciales se suelen montar en vehículos de tracción trasera, de gran potencia, ya que son susceptibles de perder adherencia durante aceleraciones fuertes en una de las ruedas, siendo necesario el enclavamiento de éste a determinado valor, para evitar un deslizamiento excesivo que generaría un sobreviraje.

Mediante la adopción de este, se mejora la transmisión de esfuerzo, a la vez que evita un patinaje continuo de la rueda con menos adherencia y sus consecuencias para la estabilidad.

De entre los diversos tipos de diferenciales autoblocantes que existen (por conos de fricción, por discos de fricción, por acople lateral estriado), sin duda el más utilizado y posiblemente el más eficaz es el Thotnton Power-Lok, llamado también “de discos de fricción”. En este diferencial los ejes portasatélites deslizantes se cruzan uno sobre otro, pero constituyendo dos piezas independientes, a diferencia de los diferenciales corrientes, donde forman una pieza única con cuatro brazos.

Los extremos de ambos ejes en la zona de acoplamiento en la caja de satélites van tallados con dos planos formando una “V”. Los alojamientos para cada eje en la

caja del diferencial están sobredimensionados, de modo que el eje entre con una considerable holgura. Estos alojamientos presentan además dos rampas talladas formando también una “V” de idéntico ángulo que la existente en los ejes.

Los piñones satélites planetarios son análogos a los de un diferencial convencional. Cada piñón planetario se acopla sobre sendos bujes estriados, que a su vez encajan sobre cada una de las dos mitades de la caja diferencial. Entre cada mitad de la caja y el buje estriado correspondiente existe un embrague compuesto por discos de fricción y arandelas elásticas de acero, o bien pequeños muelles helicoidales alojados en las carcasas.

Los diferenciales autoblocantes tienen un valor de diseño a partir del cual este alcanza su bloqueo (un diferencial convencional tendría un valor de bloqueo nulo 0% y los autoblocantes a partir de 25% hasta aprox. el 70%). Para establecer el valor a partir del cual funciona el mecanismo de acoplamiento, se basan no en el exceso de par a cada semieje, sino en la diferencia de revoluciones que este genera.

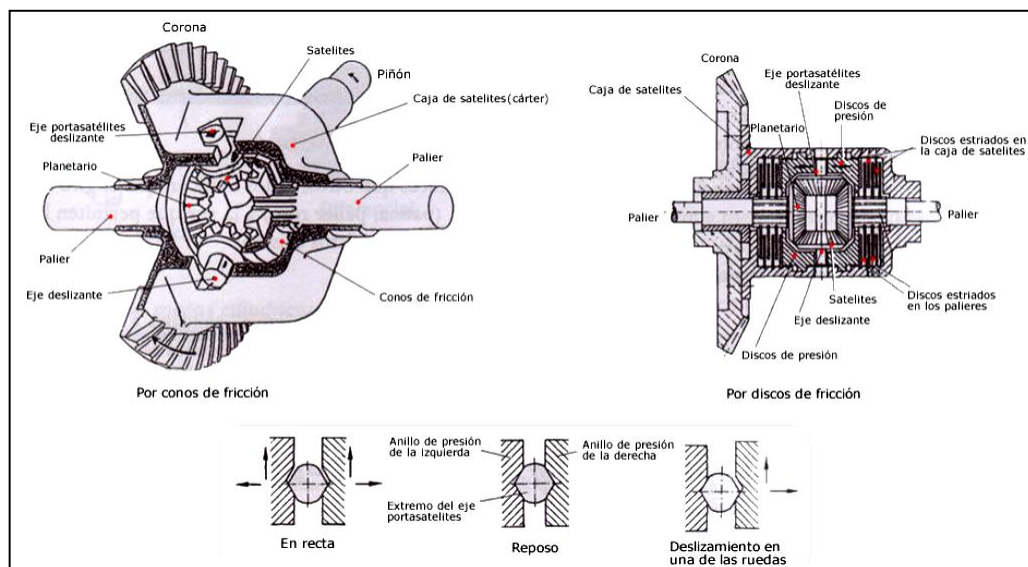


Fig. 2.24 Detalle del posicionamiento del eje deslizante

b. DIFERENCIAL AUTOBLOCANTE POR DISCOS DE FRICCIÓN

Con estos diferenciales se consiguen mejorar las siguientes condiciones de marcha del vehículo:

- Se evita, en gran parte, que una rueda patine al arrancar o durante la marcha con mala adherencia de la calzada.
- Se evita igualmente que una rueda patine al saltar por encima de desigualdades de la calzada.
- Se elimina el peligro de patinar al conducir a altas velocidades con una adherencia a la calzada distinta en las ruedas motrices, lo que vale, principalmente para vehículos de gran potencia.
- Se mejoran las características de marcha invernal (nieve, hielo, etc.).
- El diferencial autoblocante de láminas funciona de modo automático, sin intervención alguna del conductor.

Estos diferenciales tienen un valor de bloqueo, según el tipo de vehículo, entre aprox. 25% y 75%. El efecto de bloqueo se refiere a la fricción interna de los dos paquetes de discos dispuestos en el cárter del diferencial, en régimen de dependencia del par de apriete. El par pasa de piñón cónico de ataque a la corona (grupo piñón-corona), y de ahí al cárter del diferencial autoblocante, a través de los dos discos de empuje (presión) a los dos ejes portasatélites, de estos a los satélites, pasando a los piñones planetarios y de aquí a los palieres (semiejes).

El efecto de bloqueo se produce porque el par que pasa al diferencial no va directamente al eje portasatélites y satélites, como en un diferencial normal, sino a través de dos discos de empuje que se encuentran en el cárter del diferencial, apretados de manera que no puedan girar pero sí desplazarse en dirección axial.

Puesto que los discos exteriores están unidos, sin poder girar, con el cárter del diferencial (por las ranuras longitudinales) y las láminas interiores con los piñones planetarios o de ataque, se dificulta el giro relativo en dirección al diferencial.

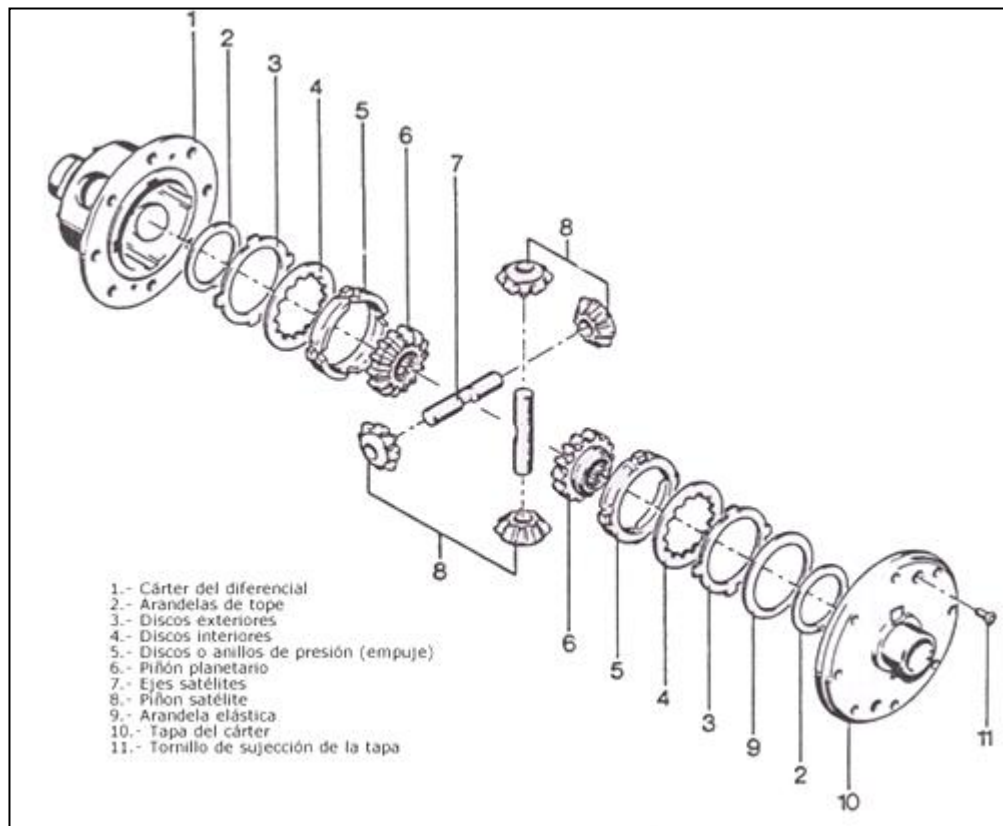


Fig. 2.25 Despiece del diferencial autoblocante

Los diferenciales autoblocantes disponen de una o dos arandelas elásticas, mediante las cuales se forma un par de bloqueo constante con una antecarga axial de los discos. Estas arandelas elásticas ejercen, en condiciones extremadamente difíciles, un efecto de bloqueo inmediato, que representa una gran ventaja con estado de la calzada extremadamente deficiente y una mala adherencia entre rueda suelo.

c. DIFERENCIAL VISCOSO

Es aquel en el que no existe una unión mecánica entre los semiejes, sino a través de un fluido de alta viscosidad. Este fluido baña un cilindro en el que hay dos juegos de discos intercalados, cada uno de ellos solidario con uno de los semiejes del diferencial.

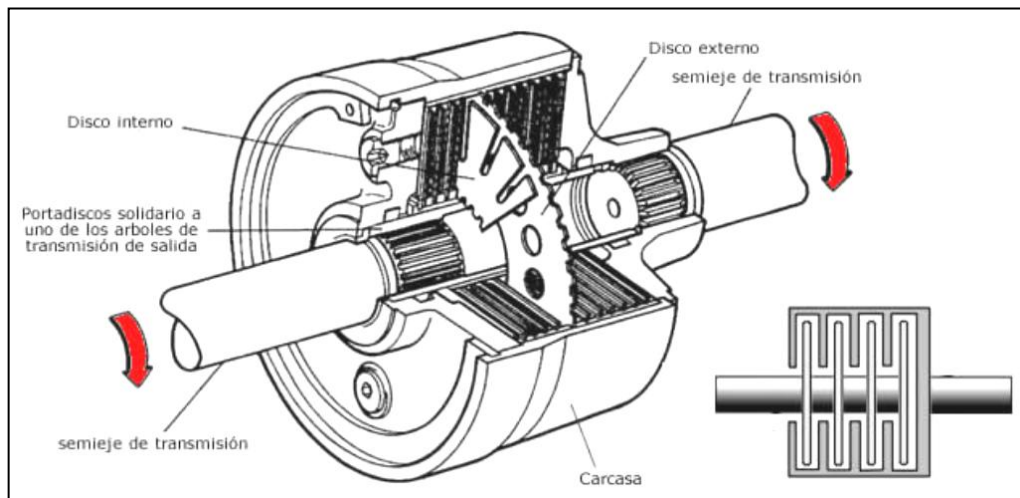


Fig. 2.26 Esquema interno de un viscoacoplador

Si la diferencia de giro entre estos dos juegos de discos no es grande por ejemplo, la que se produce entre las ruedas de cada lado al tomar una curva se mueven casi independientemente. Ahora bien, a medida que la diferencia de giro aumenta, los que giran más rápido tienden a arrastrar a los otros. Si se trata de un diferencial trasero por ejemplo y una de las dos ruedas patina, arrastra en alguna medida a la otra, lo que mejora la tracción.

Este sistema puede estar unido a un diferencial normal, como sistema autoblocante; en este caso se denomina «acoplamiento viscoso». El principal inconveniente del sistema viscoso de transmisión es que su funcionamiento está muy condicionado por la temperatura del fluido, que pierde viscosidad a medida que se calienta.

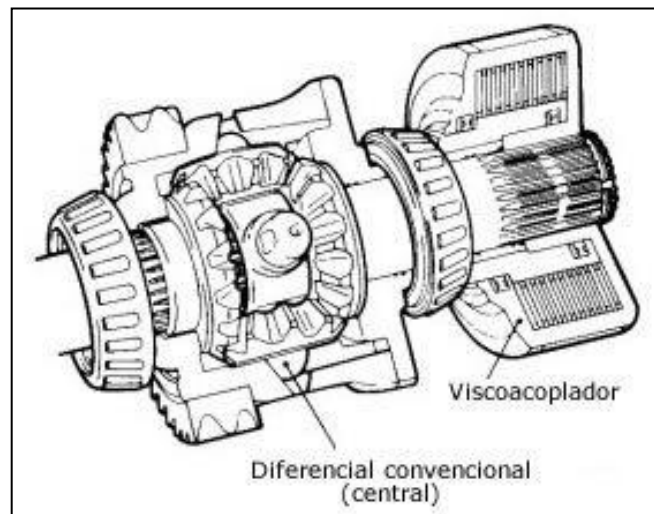


Fig. 2.27 Esquema de unión de un diferencial convencional con un viscoacoplador

2.6.2.2 DIFERENCIAL TORSEN

Los diferenciales Torsen reciben el nombre de un acrónimo de torque sensitive, lo que se podría traducir como sensible al par.

Aportan una ventaja frente a todos los sistemas estudiados, no son diferenciales exactamente autoblocantes, ya que no se bloquean para una determinada cantidad de revoluciones, sino que envían el par a la rueda que mejor puede traspasarla al suelo.

Frente a los diferenciales autoblocantes tradicionales, evitan el deslizamiento de una de las ruedas, aportando sólo lo que ésta puede mandar al suelo, y desviando el excedente a la otra.

Frente a los embragues de discos en aceite, aportan la ventaja de un control automático y sencillo de forma mecánica, pero no le permite modificar el reparto de par cuando ambos ejes o semiejes entran en deslizamiento, cosa que el embrague de discos puede controlar enviando más par al eje que considere.

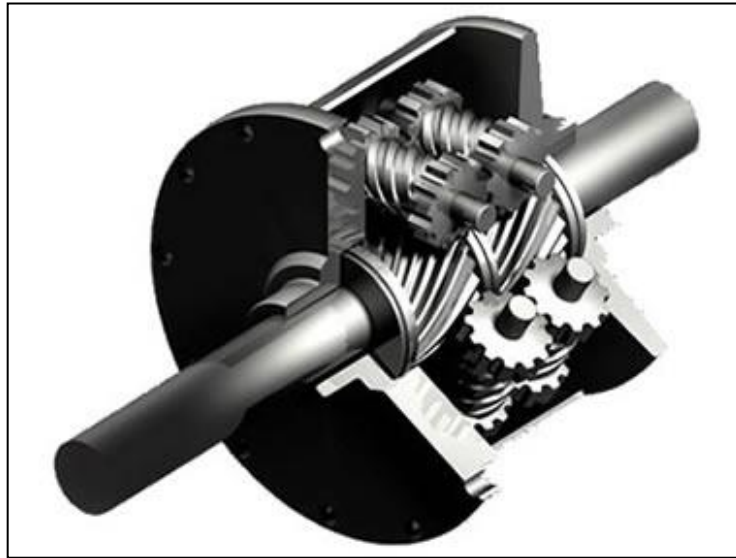


Fig. 2.28 Diferencial Torsen

El perfecto control de aporte de par a cada eje y un control de tracción que elimine el aporte no digerible por las cuatro ruedas, lo hace superior en cuanto a capacidad de tracción frente a ningún otro sistema.

Basa su funcionamiento en la combinación de una serie de engranajes convencionales y helicoidales. En concreto, se utilizan tres pares de ruedas helicoidales que engranan a través de dientes rectos situados en sus extremos.

La retención o el aumento de la fricción se produce porque las ruedas helicoidales funcionan como un mecanismo de tornillo sinfín: el punto de contacto entre los dientes se desplaza sobre una línea recta a lo largo del propio diente, lo que supone unir al movimiento de giro de las ruedas un movimiento de deslizamiento que supone fricción. El grado de resistencia se determina precisamente por el ángulo de la hélice de estas ruedas helicoidales.

Si lo comparamos con un diferencial convencional, en un Torsen se sustituyen los satélites convencionales por tres pares de engranajes helicoidales, engranados dos a dos por piñones de dientes rectos en sus extremos. Los planetarios en este caso son tornillos sin fin, con los cuales engrana cada uno de los engranajes helicoidales.

2.6.2.3 SISTEMA HALDEX

Este sistema entra dentro de los llamados embragues o acopladores multidisco.

Se diferencia del viscoacoplador en los materiales de los elementos rozantes, el líquido usado, y el mecanismo de control presentando; por lo demás la constitución es parecida.

Consiste también en un paquete de discos conductores y conducidos salvo que ahora los discos transfieren el movimiento entre ellos por fricción, y en un sistema hidráulico que los presiona de igual modo que un embrague convencional.

Este sistema mejora frente al viscoacoplador en el sentido de que se puede mandar par según la presión ejercida sobre los discos, no requiriendo un deslizamiento entre ellos para que actúe, lo que permite controlar el reparto no en función de la diferencia de velocidad de giro.

Es muy útil, porque se puede generar repartos de par a uno y otro eje en función del uso que pretendamos del vehículo, cambiando este reparto sobre la marcha, pudiendo derivar más par al tren trasero o delantero en función de cada momento, mediante una gestión electrónica que contempla las exigencias del conductor, así como el deslizamiento en alguno de los ejes.

El control del acoplamiento puede ser más o menos elaborado, encareciendo la realización según se haga éste, debiendo ser muy preciso para permitir repartos continuos de par entre ambos ejes.

Es de considerar que la presión sobre los discos debe permitir el paso de par desde 0 al 100%, por lo que para la correcta aplicación de la presión debe tenerse en cuenta en cada momento, si la diferencia de giro entre ambos trenes es la normal en una curva o se debe a un deslizamiento de una rueda.

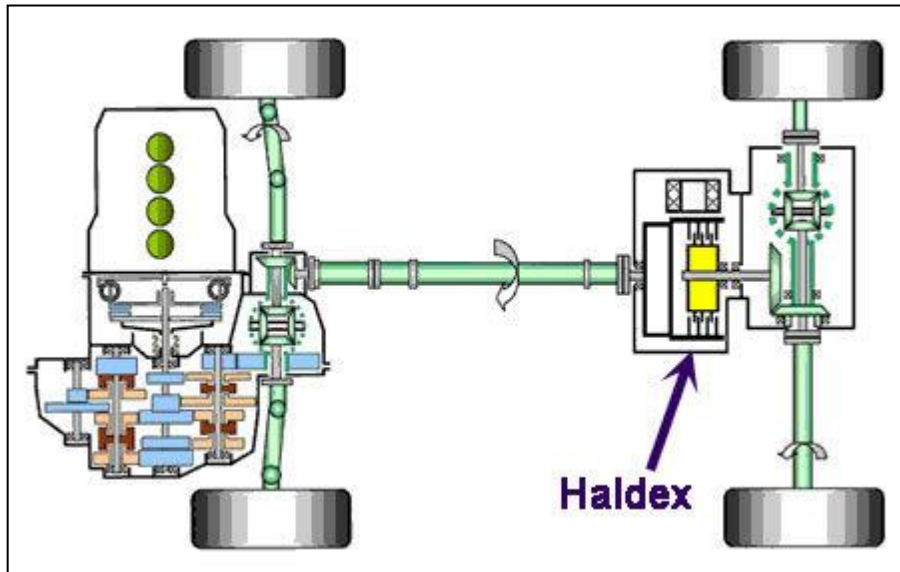


Fig. 2.29 Situación del Haldex

Si las ruedas delanteras deslizan por encima de un cierto límite, se produce una diferencia de giro con relación a las traseras. Esa diferencia de giro acciona una bomba hidráulica que presiona un juego de discos conectado al motor, con otro conectado a las ruedas traseras. A medida que aumenta la presión entre los discos, aumenta la fuerza que reciben las ruedas posteriores. Un calculador electrónico determina la presión que la bomba suministra a los discos.

Así pues, en condiciones normales, el sistema de tracción 4-Motion, que emplea un Haldex, funciona prácticamente como si se tratara de una tracción delantera normal. En condiciones extremas puede suceder que las ruedas traseras sean las únicas que transmitan motricidad.

El principio de funcionamiento de este embrague se basa en un conjunto de discos que conectan el árbol de transmisión con el diferencial trasero. Estos discos reciben una presión de aceite, a través del sistema de autobombeo, la cual regula la cantidad de par a transmitir al eje posterior. Si el tren anterior y el posterior giran a la par, no se produce ningún efecto y el vehículo se comporta como un “tracción delantera” normal; si ocurre un desfase, se genera una presión de aceite

que, conducida hacia el pistón de accionamiento, comprime los discos produciendo la conexión entre ambos ejes.

El sistema Haldex no produce efectos de resistencia en maniobras de aparcamiento, admite circular con neumáticos desiguales (con la rueda de emergencia, por ejemplo), permite el remolcado del vehículo con un eje levantado sin crear tensiones internas y, por si fuera poco, combina su efecto con los demás sistemas de seguridad (ABS, EDS o ESP), lo que significa un control absoluto de los movimientos de las ruedas respecto al suelo.

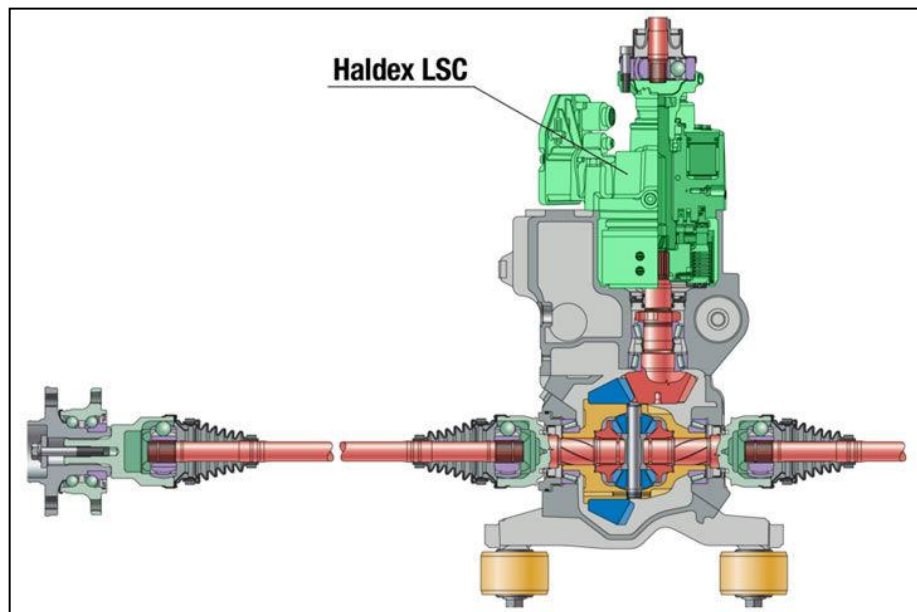


Fig. 2.30 Transmisión Haldex completa

2.7 SLIP LIMIT O DIFERENCIAL TORSEN¹⁰.

La característica de reparto de par en función de la adherencia en un Torsen se logra interconectando los palieres con una configuración de engranajes que controla selectivamente la generación de pares de rozamiento dentro del diferencial. Es importante mencionar que no existen fuerzas intrínsecas o precargas en el diferencial que afecten a la transferencia de par entre los palieres.

Todas las fuerzas que están controladas para crear pares de rozamiento entre los palieres se derivan de la transferencia de par entre la fuente de par (input) y los palieres (output).

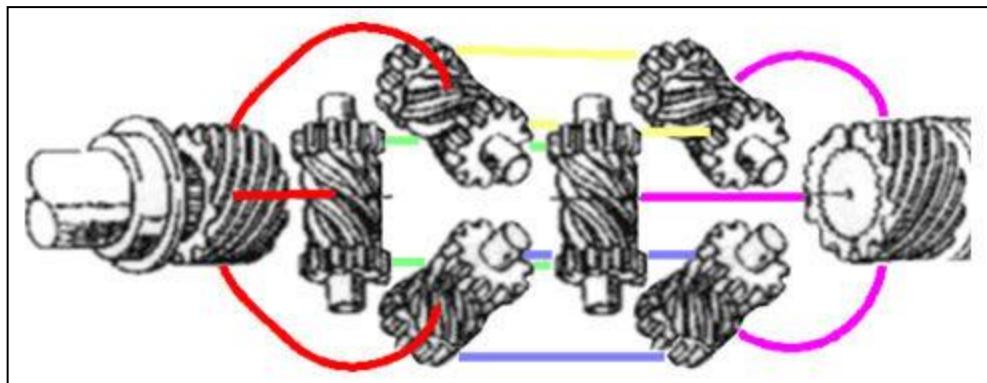


Fig. 2.31 Engranajes internos del Torsen

La característica de distribución asimétrica de par se logra de una forma muy sencilla. Es sabido que las fuerzas de rozamiento vienen determinadas por el producto del coeficiente de fricción de una superficie dada y la fuerza normal aplicada sobre esa superficie. Por tanto, el par de rozamiento no es sino la aplicación de dicha fuerza en un radio de fricción efectivo.

Todas las fuerzas activas en el Torsen son derivables del par que está siendo transmitido por el mismo y de los coeficientes de fricción internos del diferencial.

¹⁰ <http://www.torsen.com/>

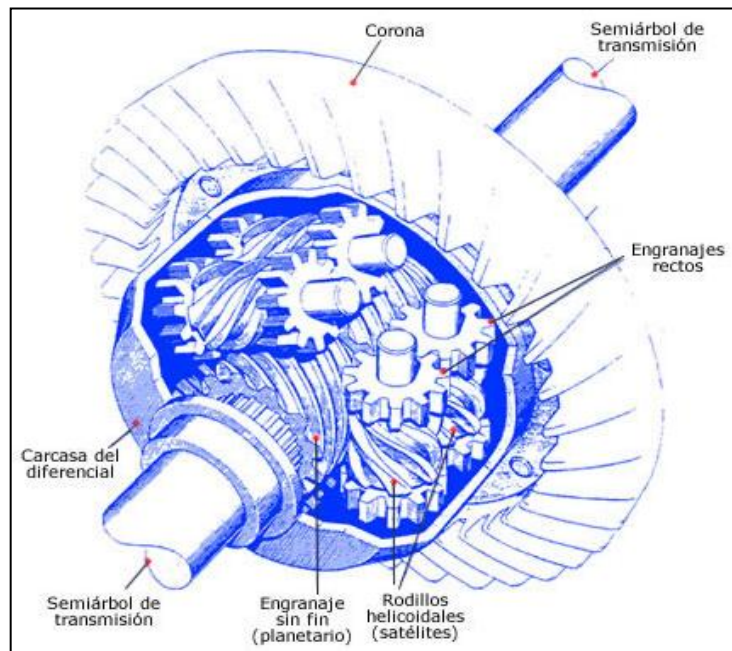


Fig. 2.32 Vista en corte de un diferencial Torsen

Por ello, todas las fuerzas de rozamiento generadas en el diferencial, y todos los pares de rozamiento resultantes de dichas fuerzas, que se oponen a la transferencia de par entre palieres, son proporcionales al par que está siendo transmitido por el diferencial. Dado que la máxima diferencia de par entre palieres que pueden soportar las fuerzas de rozamiento es proporcional al par combinado de ambos palieres, el máximo radio de reparto de par se mantiene constante con respecto a posibles cambios en la combinación de pares en los palieres.

Además de proporcionar una conexión engranada entre palieres que permite la habitual rotación relativa entre palieres, los engranajes distribuyen también fuerzas sobre una gran cantidad de superficies en el interior del diferencial para resistir dicha diferenciación.

Las superficies sobre las cuales se distribuyen las fuerzas están mecanizadas con distintos acabados superficiales (coeficientes de rozamiento) y el sistema de engranajes está diseñado para distribuir diferentes fuerzas sobre dichas superficies. Colectivamente, engranajes y superficies están diseñados para

controlar la cantidad total de fricción dentro del diferencial necesario para alcanzar el radio de reparto de par deseado.

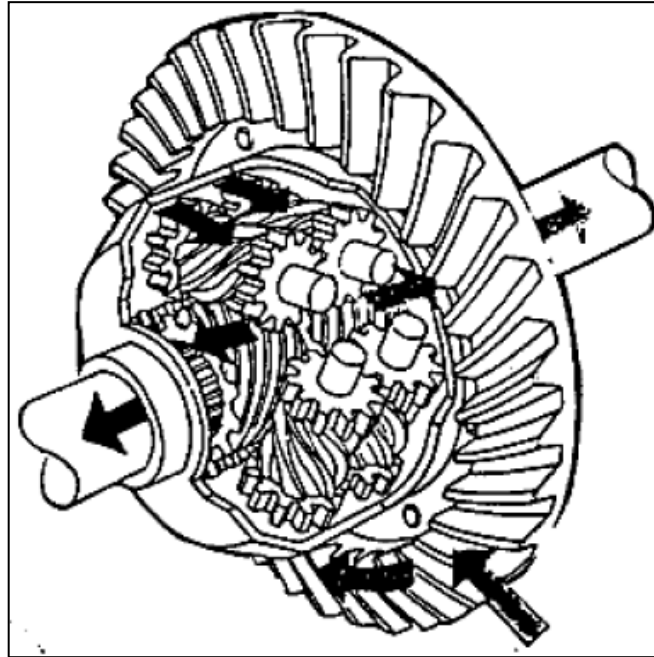


Fig. 2.33 Flujo de potencia

2.7.1 COMPONENTES PRINCIPALES DEL TORSEN

Los 21 componentes que forman el diferencial Torsen se muestran en la siguiente figura. Todos los componentes del sistema de engranajes están contenidos dentro de la carcasa. La potencia de entrada (input) se aplica, en general, directamente a la carcasa mediante una corona de engrane unida a la propia carcasa. Los muñones laterales de la carcasa están adaptados para recibir cojinetes mediante los cuales esta queda soportada y axialmente fijada. En el caso particular del Torsen que montaremos nosotros, hay dos apoyos para rodamientos de bolas, (en nuestro caso no usaremos corona de engrane). A través de estos muñones pasaran los palieres de salida de par que van unidos a los engranajes sin fin planetarios mediante ejes estriados.

Muñón lateral con alojamiento para rodamiento

Engranajes sin fin planetarios

Engranajes sin fin satélites

Engranajes de combinación

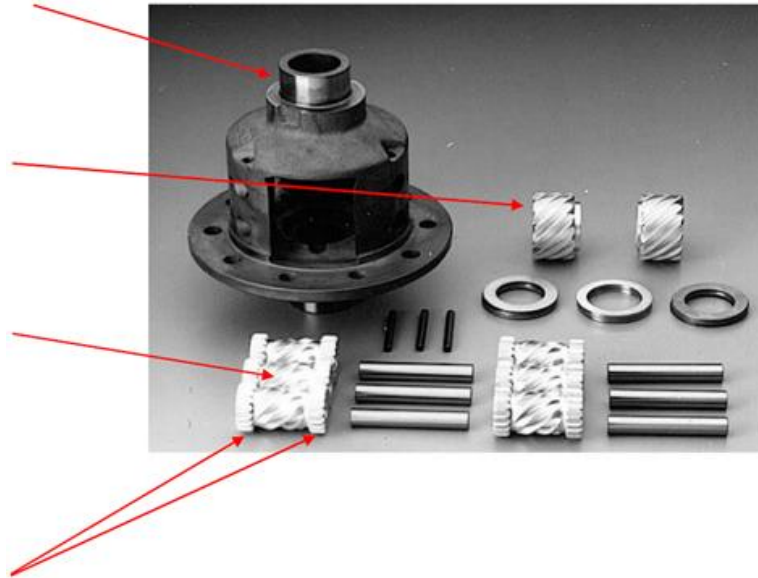


Fig. 2.34 Componentes del diferencial Torsen

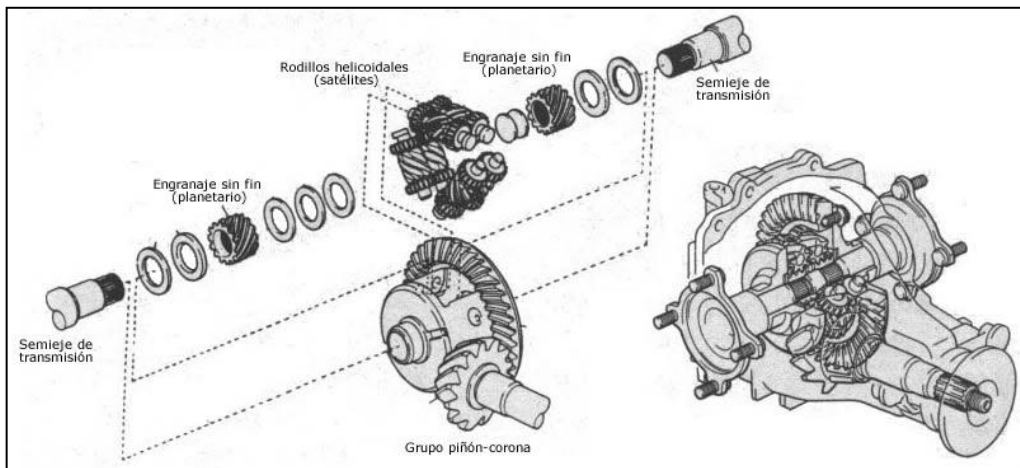


Fig. 2.35 Esquema completo del diferencial Torsen para eje delantero o trasero.

Hay varias versiones de diferenciales Torsen, su constitución interna cambia según el modelo.

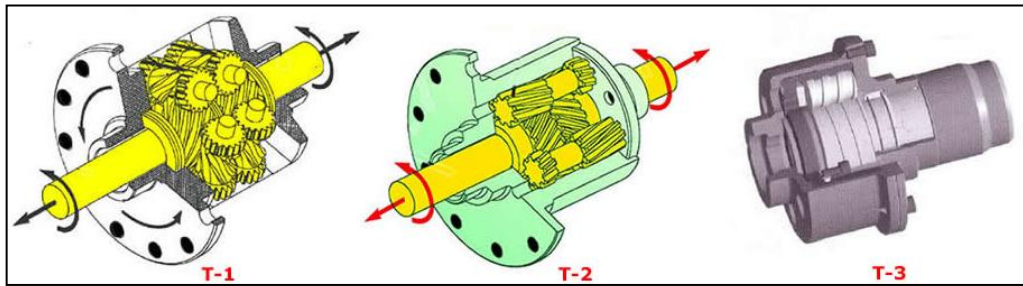


Fig. 2.36 Diferentes tipos de diferenciales Torsen

La configuración de nuestro sistema Torsen tendrá gran similitud con la propia del diferencial central que emplean los Audi “quattro”. Es decir, la entrada de par al diferencial se realizara mediante una estría, mientras que la salida de par, que en el esquema aparece indicada hacia el eje delantero y el trasero, en nuestro caso se realizara hacia la rueda izquierda y derecha respectivamente también mediante uniones estriadas.

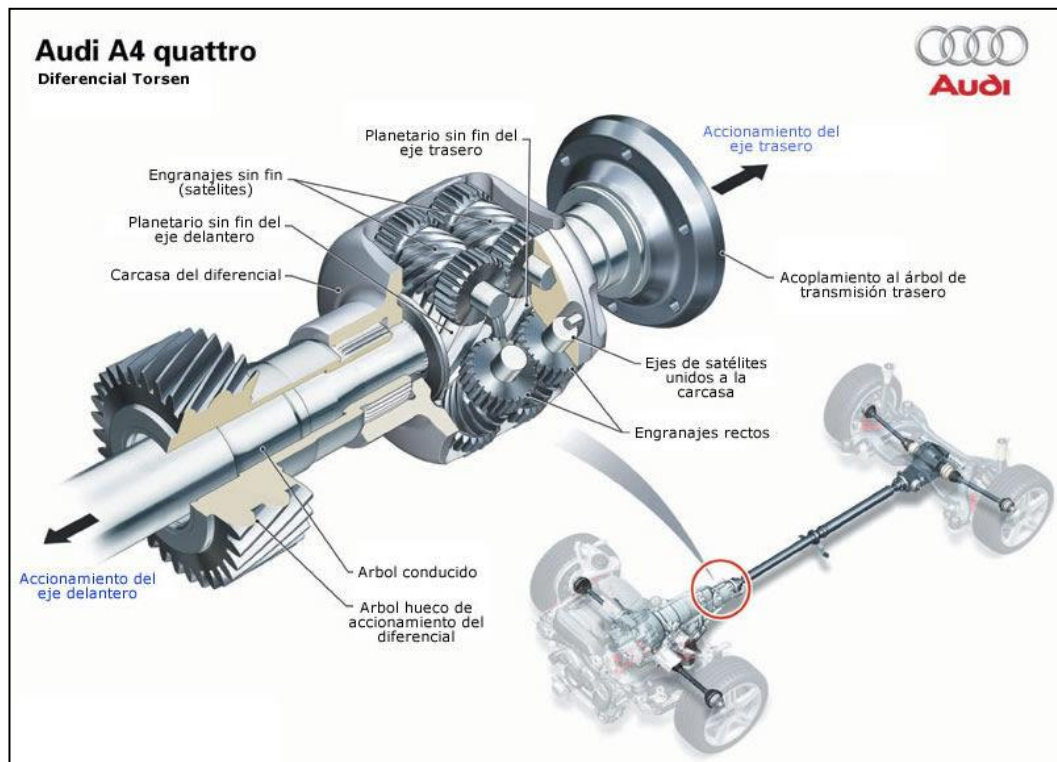


Fig. 2.37 Situación del Torsen en una transmisión quattro

Como se puede deducir de la imagen, la carcasa, accionada en su estría lateral, arrastra los engranajes satélites y estos a su vez empujan los engranajes planetarios que van unidos a los palieres.

En la siguiente gráfica se muestra la relación entre el grado de bloqueo y la proporción de par a cada palier. Como se puede observar, el bloqueo máximo tiene un límite alrededor del 80% por lo que no podemos hablar de un sistema autoblocante puro como es el caso del de placas de fricción. Por otro lado, el “bias ratio” es el que nos dará la llave para anticiparnos al deslizamiento a la hora de repartir mas par a la rueda que mayor adherencia tenga.

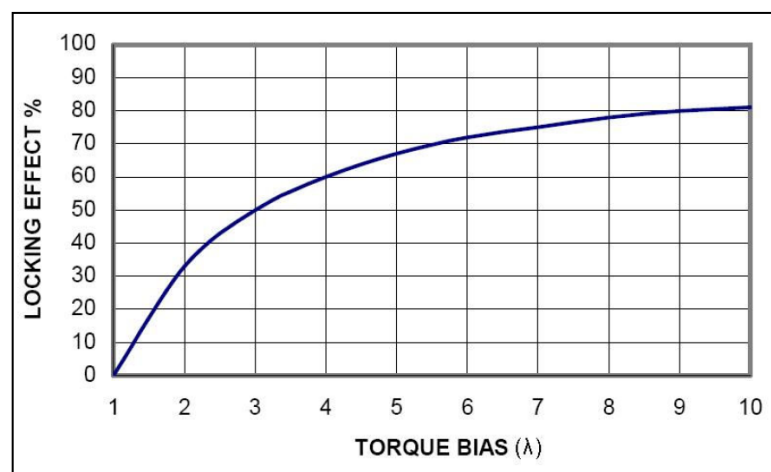


Fig. 2.38 Relación entre el grado de bloqueo y la proporción de par

Por último, en la siguiente gráfica podemos observar la diferencia existente entre un diferencial convencional “open”, un autoblocante de placas de fricción y uno tipo Torsen.

Concretamente, observamos lo que ocurre cuando una rueda tracciona correctamente ($\mu=1$) pero la otra sufre un descenso de adherencia. Podemos ver que el esfuerzo tractor total con baja adherencia en la rueda crítica es mayor con un diferencial Torsen que con uno convencional, y mayor aún según aumenta el valor de λ .

También podemos notar en esta gráfica que con bajas adherencias, un autoblocante de placas de fricción es más efectivo ya que la λ que es capaz de soportar por su configuración es teóricamente infinita. Es decir, que aunque una rueda gire en vacío, la otra será capaz aún de transmitir la mitad del par que podrían transmitir las dos ruedas juntas, ya que el diferencial se haya bloqueado.

El Torsen comparte la misma capacidad de tracción, pero siempre a partir de un valor mínimo de rozamiento, por debajo del cual, al estar limitada la λ que puede soportar, el comportamiento será el de un diferencial convencional.

Lógicamente, a mayor λ mejor funcionara el Torsen con grandes diferencias de tracción entre ruedas, y si bien es cierto que observando esta grafica puede parecer más efectivo el autoblocante, hay que recordar que su funcionamiento se basa en que una de las ruedas entre en deslizamiento como método de bloqueo, cosa que no ocurre con un Torsen.

También hay que decir que en el caso del autoblocante el bloqueo supone la pérdida del efecto diferencial, mientras que el Torsen mantiene su característica diferenciadora en todo momento.

Autoblocante placas

Torsen

Convencional

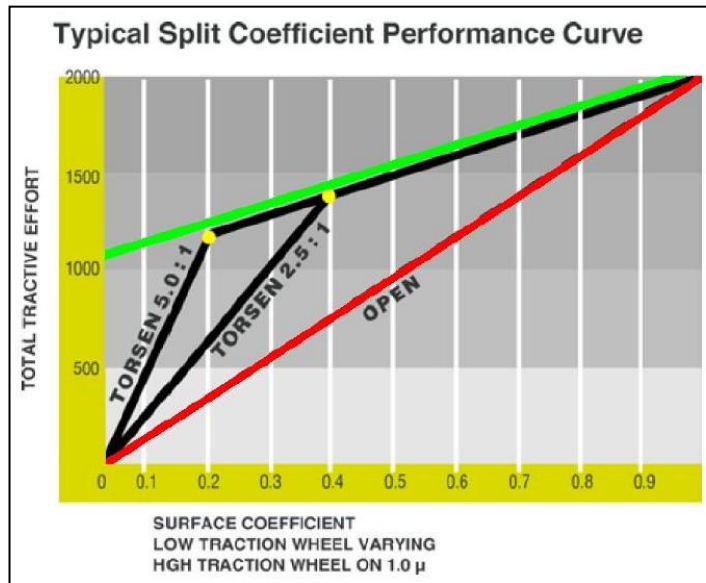


Fig.2.39 Diferencia existente entre un diferencial convencional “open”, un autoblocante de placas de fricción y uno tipo Torsen.

2.7.2 VENTAJAS DE LA UTILIZACIÓN DEL DIFERENCIAL TORSEN:

- Altos niveles de confort, porque el efecto bloqueante del diferencial Torsen se genera de forma netamente mecánica, hallándose continuamente en ataque y reaccionando sin escalonamientos.
- Se mantiene siempre la direccionabilidad del vehículo.
- Siempre que los pares de fricción de las ruedas sean suficientes, el diferencial Torsen trabaja de modo completamente imperceptible.
- No puede haber manejos equivocados, porque el diferencial Torsen trabaja de forma automática.
- El diferencial Torsen funciona ampliamente exento de desgaste.

CAPÍTULO 3

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

3.1. CÁLCULOS DE ARRASTRE.

Para obtener la aceleración del prototipo en cuestión se calcula con los siguientes datos:

Distancia recorrida: 75 metros¹¹

Tiempo promedio: 4.19 segundos

con estos datos se calcula la velocidad alcanzada en las pruebas de conducción:

$$V = \frac{d}{t}$$

$$V = \frac{75 \text{ m}}{4.19 \text{ s}}$$

$$V = 17.89 \text{ m/s}$$

la aceleración máxima que tiene el prototipo con esta velocidad es la siguiente:

$$a = \frac{V^2}{2d}$$

$$a = \frac{(17.89 \text{ m/s})^2}{2(75\text{m})}$$

$$a = 2.13\text{m/s}^2$$

La transferencia de masas en este caso será:

$$w_a = \frac{(a * m * h)}{l}$$

¹¹ Estos datos son los mismos que se utilizaron para calcular la suspensión

Donde:

w_a = Transferencia de masa (N)

a = Aceleración (m/s^2)

m = Masa total (kg)

h = Altura del centro de masa (m)

l = Longitud entre ejes

$$w_a = \frac{2.13 \text{ m/s}^2 * 370 \text{ kg} * 0.298 \text{ m}}{1.66 \text{ m}}$$

$$w_a = 188.63 \text{ N}$$

La masa aproximada del prototipo será de unos 370 kg (lo cual es 300 kg del prototipo y 70 kg de un piloto), y la distribución de pesos sería de un 45% en la parte delantera y un 55% en la parte posterior. Por lo tanto en el momento de la aceleración la carga sobre el eje trasero será de:

$$w_t = 370 \text{ kg} * 0.55 + \left(\frac{188.63 \text{ kg m/s}^2}{9.81 \text{ kg m/s}^2} \right)$$

$$w_t = 222.72 \text{ kg}$$

El torque en las ruedas que debería tener el prototipo se puede calcular mediante fórmulas, para estos cálculos se necesita varios datos que anteriormente se anuncio tales como la relación de transmisión de la caja de cambios, la potencia y el torque del motor y otros parámetros tales como:

n = revoluciones por minuto

P = potencia del motor

M = torque del motor

Tabla 3.1 Parámetros del Motor CBR 600 F4i

N	P, KW	M, N-m	P, Hp
4000	11,91	28,88	16,20
5000	14,73	29,69	20,03
6000	20,74	33,05	28,20
7000	27,57	37,42	37,50
8000	33,26	39,15	45,23
9000	38,66	40,67	52,58
10000	44,78	42,71	60,90
11000	48,75	42,20	66,30
12000	51,01	41,18	69,38
13000	51,51	38,03	70,05
14000	49,43	34,58	67,23

Según la tabla anterior se puede observar los diferentes parámetros que está expuesto el motor a diferentes revoluciones en la grafica siguiente se puede observar el desempeño que tiene el motor en potencia y torque.

La potencia y torque del motor son datos esenciales para poder calcular el torque máximo que se puede tener en la transmisión.

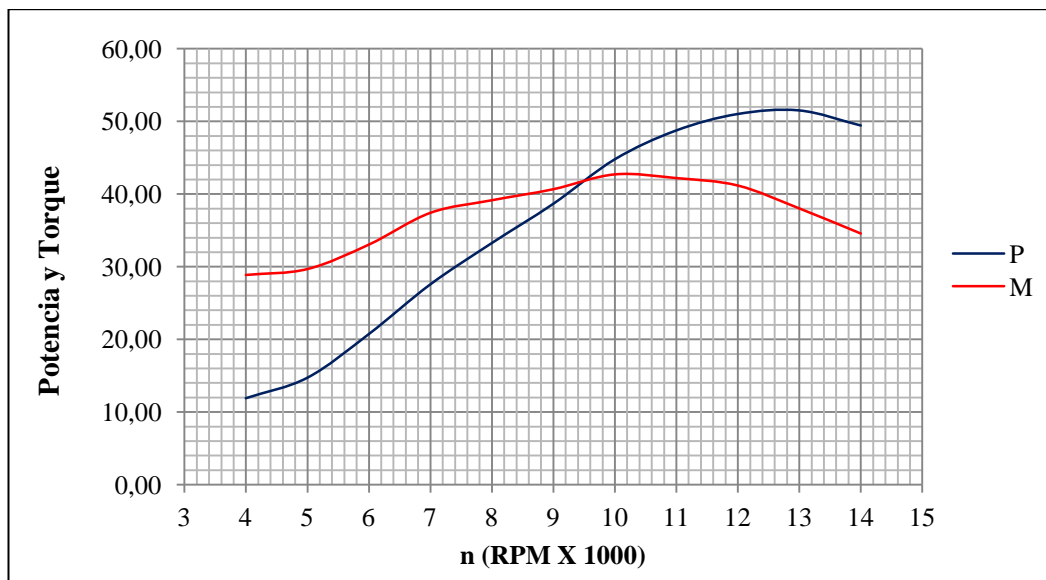


Fig. 3.1 Característica externa del motor

Para realizar los demás cálculos necesitaremos de unas fórmulas que se detalla a continuación:

$$PK = \frac{M * i_0 * i_1 * K_{pd}}{r_k}$$

$$PW = (C_x/2) * \rho * F * (V/3.6)^2$$

$$PF = G_a * (0.014 * (1 + (4 \times 10^{-5}) * V^2))$$

$$v = \frac{0.377 * n * r_k}{i_0 * i_1}$$

Donde:

PK = Fuerza en las ruedas (N)

PW = Fuerza de resistencia aerodinámica

PF = Fuerza de resistencia por deformación de las ruedas

M = Torque en el motor (Nm)

i_0 = Relación final de reducción de la caja de transmisión

K_{pd} = Coeficiente de eficiencia de la transmisión

r_k = Radio de la rueda (m)

V = Velocidad lineal asumida

v = Velocidad lineal calculada

C_x = Coeficiente aerodinámico de resistencia

ρ = Constante densidad del aire

F = Área de proyección frontal

G_a = Masa del carro en aceleración de caída libre

n = Revoluciones por minuto

Para encontrar el coeficiente de eficiencia de la transmisión (K_{pd}), se multiplica la eficiencia de motor que es de 0,99% por el coeficiente de eficiencia de la cadena que es de 0,90%; si fuera el caso que alguna vez se utilizara en un diseño de

transmisión un cardan la eficiencia sería de 0,92% y 0,95% de un cardan compuesto.

$$K_{pd} = 0.99 * 0.90 = 0.891$$

Tabla 3.2 Eficiencia de la transmisión y relación de marchas

Kpd	0,891	Reducción Primaria
rk	0,250	1,822
i1	5,162	
i2	3,757	
i3	3,001	
i4	2,589	
i5	2,318	
i6	2,137	
i0	3,250	

Los datos sobre las relaciones de marchas que se detallan en la tabla se las calculan mediante la multiplicación de la relación primaria de reducción de la caja por las diferentes relaciones de las marchas desde la primera hasta la sexta con estos datos se calcula la velocidad lineal y a continuación la fuerza en las ruedas (PK).

$$i1 = 2.833 * 1.822 = 5.162$$

$$v = \frac{0.377 * 4000 * 0.250}{3.250 * 5.162} = 22.5 \text{ Km/h}$$

$$PK = \frac{28.88 * 3.250 * 5.162 * 0.891}{0.250} = 1726.7 \text{ N}$$

Tabla 3.3 Fuerza en la rueda en primera marcha

n	1	
	v	PK
4000	22,5	1726,7
5000	28,1	1775,1
6000	33,7	1976,0
7000	39,3	2237,3
8000	44,9	2340,7
9000	50,6	2431,6
10000	56,2	2553,6
11000	61,8	2523,1
12000	67,4	2462,1
13000	73,0	2273,7
14000	78,7	2067,5

Tabla 3.4 Fuerza en las ruedas en las siguientes marchas

n	2		3		4		5		6	
	v	PK	v	PK	v	PK	v	PK	v	PK
4000	30,9	1256,8	38,7	1003,8	44,8	866,1	50,1	775,3	54,3	714,9
5000	38,6	1292,0	48,3	1032,0	56,0	890,4	62,6	797,0	67,8	735,0
6000	46,3	1438,2	58,0	1148,8	67,2	991,1	75,1	887,2	81,4	818,2
7000	54,0	1628,4	67,6	1300,7	78,4	1122,2	87,6	1004,5	95,0	926,3
8000	61,8	1703,7	77,3	1360,8	89,6	1174,1	100,1	1051,0	108,6	969,2
9000	69,5	1769,8	87,0	1413,6	100,8	1219,7	112,6	1091,8	122,1	1006,8
10000	77,2	1858,6	96,6	1484,5	112,0	1280,8	125,1	1146,5	135,7	1057,3
11000	84,9	1836,4	106,3	1466,8	123,2	1265,5	137,6	1132,8	149,3	1044,7
12000	92,6	1792,0	116,0	1431,4	134,4	1235,0	150,2	1105,5	162,8	1019,4
13000	100,3	1654,9	125,6	1321,9	145,6	1140,5	162,7	1020,9	176,4	941,4
14000	108,1	1504,8	135,3	1202,0	156,8	1037,0	175,2	928,3	190,0	856,0

A continuación calculamos la fuerza de resistencia aerodinámica (PW), la fuerza de resistencia por deformación de las ruedas (PF) y la resistencia al movimiento del vehículo (PW+PF), en esta vez utilizamos los siguientes datos:

Cx	0,4
P	1,225
F	1
Ga	3626

$$PW = (0.4/2) * 1.225 * 1 * (10/3.6)^2 = 1.89 \text{ N}$$

$$PF = 3626 * (0.014 * (1 + (4 \times 10^{-5}) * 10^2)) = 50.27 \text{ N}$$

Tabla 3.5 Fuerza de resistencia aerodinámica, fuerza de resistencia por deformación de las ruedas, resistencia al movimiento del vehículo

V	PW	PF	PW+PF
10	1,89	50,97	52,86
20	7,56	51,58	59,14
30	17,01	52,59	69,61
40	30,25	54,01	84,26
50	47,26	55,84	103,10
60	68,06	58,07	126,13
70	92,63	60,71	153,34
80	120,99	63,76	184,75
90	153,13	67,21	220,34
100	189,04	71,07	260,11
110	228,74	75,33	304,08
120	272,22	80,00	352,23
130	319,48	85,08	404,56
140	370,52	90,56	461,09
150	425,35	96,45	521,80
160	483,95	102,75	586,70
170	546,33	109,45	655,78
180	612,50	116,55	729,05
190	682,45	124,07	806,51
200	756,17	131,99	888,16

En la figura se muestra cómo se comporta la transmisión en las distintas marchas que tiene la caja de transmisión, así como también la fuerza en las ruedas, la fuerza de deformación de las ruedas, la fuerza de resistencia aerodinámica y la fuerza de resistencia al movimiento.

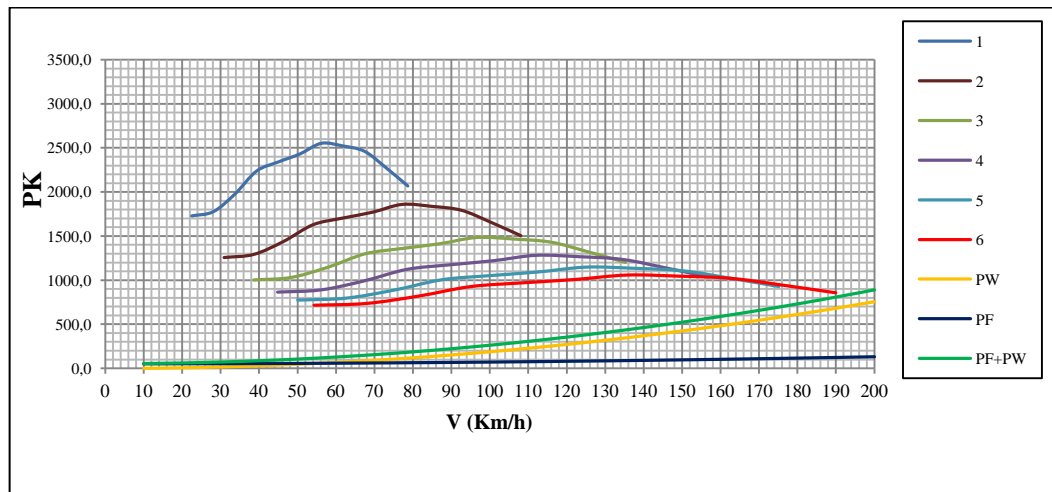


Fig. 3.2 Balance de arrastre

Entonces la fuerza máxima que va a tener en las ruedas es 2553,6 N o 574.07 lb.

Análisis de la catalina

Donde:

F_B = Fuerza de la Cadena

T_A = Par torsional que ejerce el motor sobre el piñón.

T_B = Par torsional de reacción que ejerce el eje sobre la catalina.

\emptyset = Angulo de inclinación lado flojo de la cadena = 20°

D_A, D_B = Diámetro de Paso.

P_D = Paso Diametral Catalina

N_P = Número de Dientes

n_2 = Velocidad real de salida

L = Longitud de cadena en pasos

C = Distancia central

Datos:

$N_1 = 16$

$$N_2 = 52$$

$$n_1 = 13000$$

$$\text{Paso} = 25.4 \text{ mm} = 1 \text{ pulg.}$$

$$\text{Relación} = 3.25$$

$$C = 50 \text{ pasos (distancia central asumida)}$$

Entonces:

Velocidad real de salida

$$n_2 = n_1 * (N_1/N_2)$$

$$n_2 = 13000 * (16/52) = 4000 \text{ rpm}$$

Longitud de cadena

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 2(50) + \frac{52 + 16}{2} + \frac{(52 - 16)^2}{4\pi^2(50)} = 134.65 \text{ pasos}$$

Distancia central teórica real utilizamos 134 pasos:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[134 - \frac{52 + 16}{2} + \sqrt{\left(134 - \frac{56 + 16}{2} \right)^2 - \frac{8(52 - 16)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 49.669 \text{ pasos} = 49.669(1) = 49.669 \text{ pulg.}$$

Resumen:

Paso = cadena número 80, paso de 1 pulg

Longitud = 134 pasos = 134(1) = 134 pulg.

Distancia Central = C = 49.669 pulg (máximo)

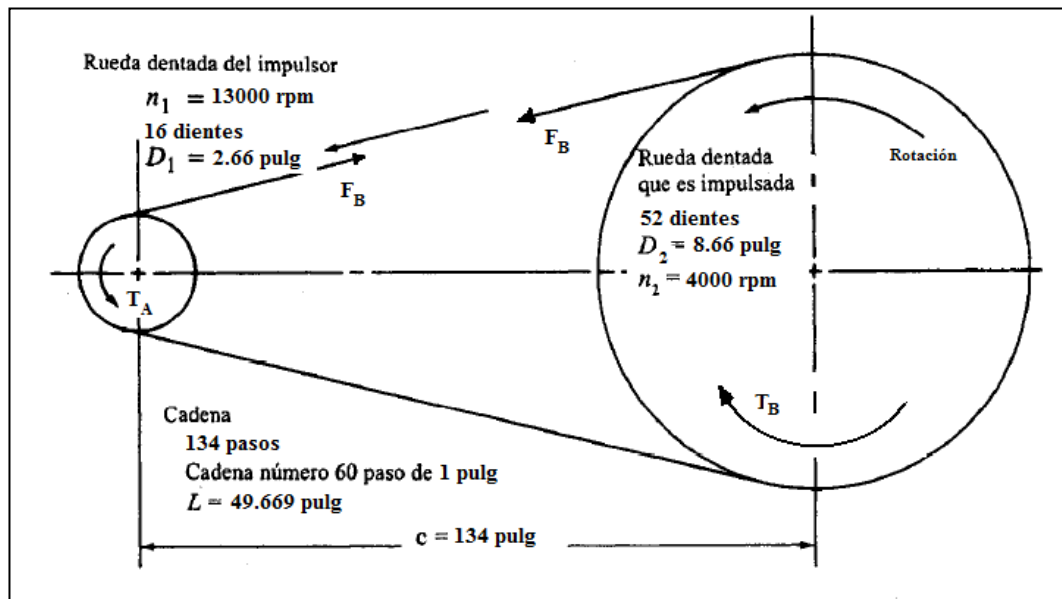


Fig. 3.3 Boceto del impulsor de cadena

A continuación seguimos con los demás cálculos:

Diámetro Paso Piñón

$$D_P = \frac{N_P}{P_D}$$

$$D_P = \frac{16}{6 \text{ dientes / pulg}}$$

$$D_P = 2.66 \text{ pulg} = D_A$$

Diámetro Paso Catalina

$$D_P = \frac{N_P}{P_D}$$

$$D_P = \frac{52}{6 \text{ dientes / pulg}}$$

$$D_P = 8.66 \text{ pulg} = D_B$$

Fuerza en la Cadena

$$T_A = 38.03 \text{ Nm} = 336.54 \text{ lb pulg}$$

$$F_B = \frac{T_A}{D_A/2}$$

$$F_B = \frac{336.54 \text{ lb pulg}}{2.66 \text{ pulg}/2}$$

$F_B = 253.08 \text{ lb} = \text{Fuerza en la catalina}$

$$F_B = \frac{T_B}{D_B/2}$$

$T_B = F_B * D_B/2 = \text{Par torsional en la catalina}$

$$T_B = 253.08 \text{ lb} * \frac{8.66 \text{ pulg}}{2}$$

$$T_B = 1095.49 \text{ lb pulg}$$

Fuerzas en la Catalina

$$F_B = 253.08 \text{ lb}$$

$$F_{Bx} = F_B \sin(20^\circ)$$

$$F_{Bx} = 253.08 * \sin(20^\circ) = 86.56 \text{ lb}$$

$$F_{By} = F_B \cos(20^\circ)$$

$$F_{By} = 253.08 * \cos(20^\circ) = 237.82 \text{ lb}$$

Fuerzas sobre la catalina o sprocket

$$F_B = 253.08 \text{ lb, Fuerza en la catalina}$$

Diámetro de la catalina = 8.60 pulg (D_R)

La fuerza en las ruedas se tiene como dato en los cálculos anteriores:

$$F_R = 2553.60 \text{ N} = 574.0721 \text{ lb}$$

$$F_R = \frac{T_R}{D_R/2}$$

$$T_R = F_R * \frac{D_R}{2}$$

$$T_R = 574.0721 \text{ lb} * \frac{8.60 \text{ pulg}}{2}$$

$$T_R = 2468.51 \text{ lb pulg}$$

Donde:

T_R = Torque total en las ruedas.

En cada rueda es de 1234.26 lb pulg.

$$F_R = \frac{T_R}{D_R/2}$$

$$F_R = \frac{1234.26 \text{ lb pulg}}{8.60 \text{ pulg}/2} = 287.04 \text{ lb} = \text{Fuerza en cada rueda}$$

$$F_{Rx} = 287.04 \text{ lb}$$

$$F_{Ry} = 0 \text{ lb}$$

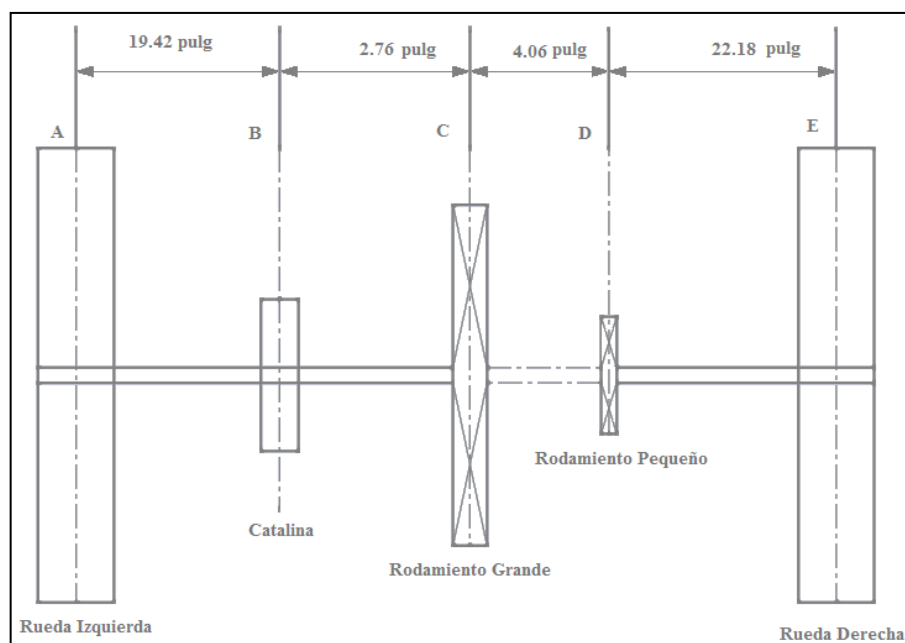


Fig. 3.4 Representación de distancias

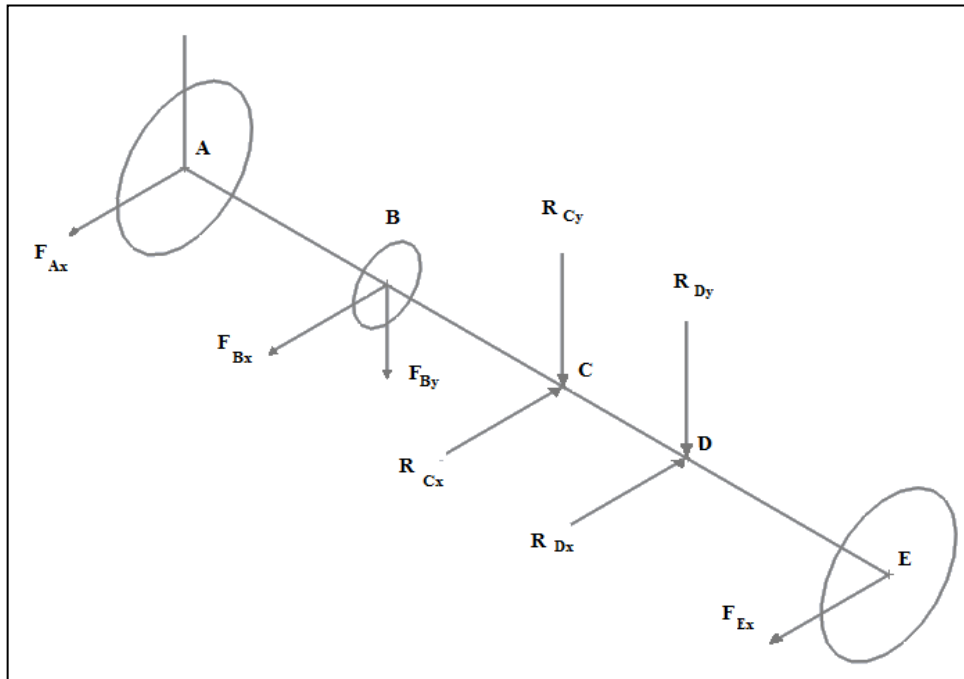


Fig. 3.5 Distribución de fuerzas

Resumiendo y utilizando las abreviaturas de la figura anterior en cada punto tenemos:

Punto A (Rueda Izquierda)

$$T_A = 1388.10 \text{ lb pulg}$$

$$F_{Ax} = 322.81 \text{ lb}$$

$$F_{Ay} = 0 \text{ lb}$$

Punto B (Catalina o Sprocket)

$$T_B = 1095.49 \text{ lb pulg}$$

$$F_{Bx} = 86.56 \text{ lb}$$

$$F_{By} = 237.82 \text{ lb}$$

Punto C (Rodamiento Grande)

$$R_{Cx} = ?$$

$$R_{Cy} = ?$$

Por calcularse

Punto D (Rodamiento Pequeño)

$$R_{Dx} = ?$$

$$R_{Dy} = ?$$

Por calcularse

Punto E (Rueda Derecha)

$$T_E = 1388.10 \text{ lb pulg}$$

$$F_{Ex} = 322.81 \text{ lb}$$

$$F_{Ey} = 0 \text{ lb}$$

Reacciones en los Rodamientos

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Ax} + F_{Bx} - R_{Cx} - R_{Dx} + F_{Ex} = 0$$

$$322.81 \text{ lb} + 86.56 \text{ lb} - R_{Cx} - R_{Dx} + 322.81 \text{ lb} = 0$$

$$R_{Cx} + R_{Dx} = 732.18 \text{ lb}$$

$$\sum M_{Cx} = 0$$

$$322.81 \text{ lb} (22.18) - 86.56 \text{ lb} (2.76) + R_{Dx} (4.06) - 322.81 \text{ lb} (26.24) = 0$$

$$7160.26 - 239.27 + R_{Dx} (4.06) - 8471.83 = 0$$

$$R_{Dx} = 381.70 \text{ lb}$$

$$R_{Cx} = 350.48 \text{ lb}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{By} - R_{Cy} - R_{Dy} = 0$$

$$R_{Cy} + R_{Dy} = 237.82 \text{ lb}$$

$$\sum M_{Dy} = 0$$

$$237.82 \text{ lb} (2.76) - R_{Cy} (4.06) = 0$$

$$657.38 \text{ lb} = R_{Cy} \text{ (4.06)}$$

$$R_{Cy} = 161.79 \text{ lb}$$

$$R_{Dy} = 76.03 \text{ lb}$$

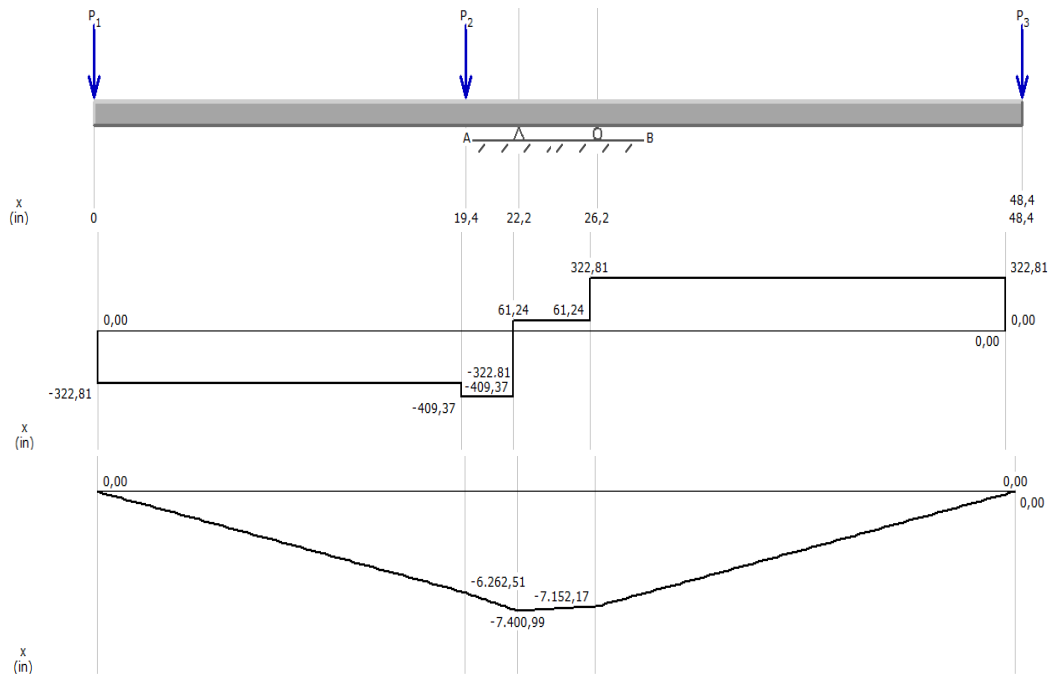


Fig. 3.6 Reacciones en el eje x

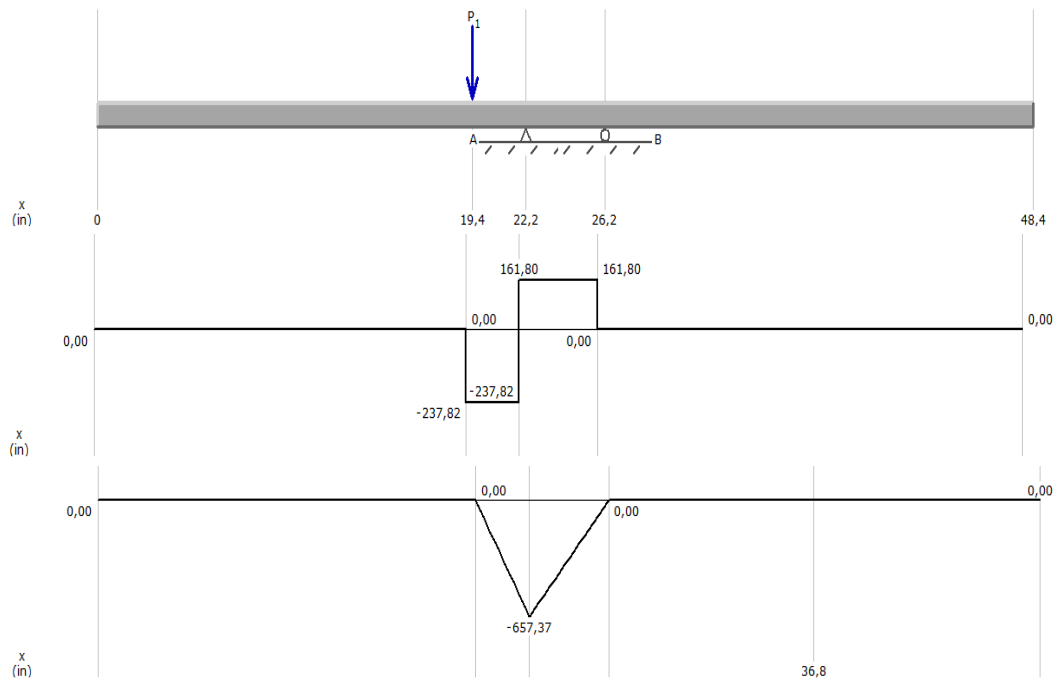


Fig. 3.7 Reacciones en el eje y

$$M_B = \sqrt{(-6262.51 \text{ lb pulg})^2} = 6262.51 \text{ lb pulg}$$

$$M_C = \sqrt{(-7400.99 \text{ lb pulg})^2 + (-657.37 \text{ lb pulg})^2} = 7430.13 \text{ lb pulg}$$

$$M_D = \sqrt{(-7152.17 \text{ lb pulg})^2} = 7152.17 \text{ lb pulg}$$

DISEÑO DE LA ROSCA

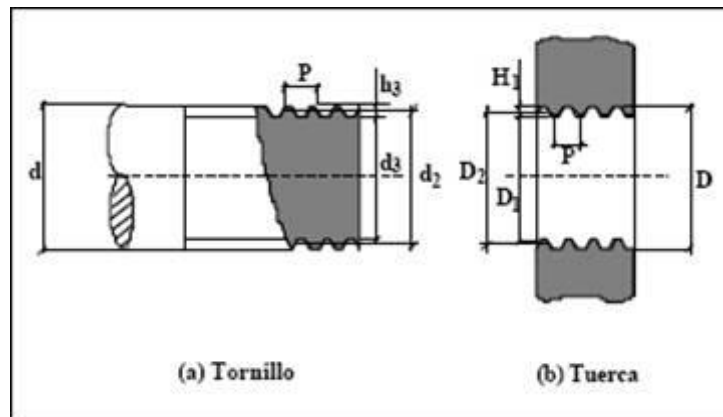


Fig. 3.8 Determinación de la rosca

Fuerza en el perno (P) = 253,08 lb

El pernos que se va ah utilizar es M8 x 1,25 x 20 mm de grado 12.9.

Área de esfuerzo de tensión (A_t) = 36,6 mm² = 0,0567 pulg², (ver Anexo A)

Resistencia de prueba (MPa) = 970 MPa = 140686,6 psi. = 140,6866 Ksi

- **Esfuerzo admisible:**

$$\sigma_a = 0.75(140686,6 \text{ psi}) = 105514,95 \text{ psi} = 105,51495 \text{ Ksi}$$

- **Par torsional de apriete**

$$T = KPD$$

K = constante que depende de la lubricación presente, k = 0,15

P = carga de sujeción, lb

D = diámetro exterior nominal de las roscas, pulgadas

$$T = 0.15 \times (0,3149 \text{ pulg}) \times (253,08 \text{ lb}) = 11,95 \text{ lb pulg}$$

- **Fuerza aplicada externamente sobre una unión atornillada**

Cuando una carga se aplica a una unión atornillada, y es mayor que la carga de sujeción, se debe examinar en forma especial el comportamiento de la junta. Al principio, la fuerza sobre el perno (en tensión) es igual a la fuerza sobre los elementos sujetos (en compresión).

Si un tornillo rígido sujeta a un elemento flexible, la mayor parte de la fuerza adicional será tomada por el perno, porque se necesita poca fuerza para cambiar la compresión en la junta. En este caso el diseño del perno no solo debe considerar la fuerza inicial de sujeción, sino también la fuerza agregada.

$$F_B = P + \frac{k_b}{k_b + k_c} F_e$$

$$F_C = P - \frac{k_c}{k_b + k_c} F_e$$

Donde:

F_e = carga aplicada exteriormente

P = carga inicial de sujeción

F_b = fuerza inicial en el perno

F_c = fuerza final sobre los elementos sujetos

k_b = rigidez del perno

k_c = rigidez de los elementos sujetos

$k_b = 8 k_c$

$$F_B = 253,08 + \frac{8}{9} 300 = 519,74 \text{ lb}$$

$$F_C = 253,08 - \frac{300}{9} = 219,74 \text{ lb}$$

El esfuerzo en el perno sería

$$\sigma = \frac{519.74 \text{ lb}}{0,0567 \text{ pulg}^2} = 9166,49 \text{ psi} = 9,16649 \text{ Ksi}$$

El perno sigue siendo mayor a la resistencia de prueba, por lo cual no se acerca para nada a la resistencia de fluencia.

- **Resistencia al arranque de la rosca**

Material de la tuerca más débil que el material del perno.

Esto implica en especial cuando el perno se introduce en un orificio roscado en hierro colado, aluminio o algún otro material con resistencia relativamente baja. La longitud necesaria de atornillado, para desarrollar cuando menos la resistencia total del perno es:

$$L_e = \frac{S_{utB}(2A_{tB})}{S_{utN}\pi OD_{Bmin}[0,5 + 0,57735 n (OD_{Bmin} - PD_{Nmáx})]}$$

Donde:

S_{utB} = resistencia última de tensión, del material del perno

S_{utB} = 1120 MPa = 176946 psi, (ver Anexo A)

S_{utN} = resistencia última de tensión, del material de la tuerca

S_{utN} = 572 MPa = 83000 psi, (ver Anexo A)

OD_{Bmin} = diámetro exterior mínimo de las roscas del perno

OD_{Bmin} = 6,65 mm = 0,2616 pulg

$PD_{Nmáx}$ = diámetro de paso máximo de las roscas de la tuerca

$PD_{Nmáx}$ = 7,35 mm = 0,2893 pulg

A_{tB} = área del perno para esfuerzo de tensión

n = número de roscas

$$L_e = \frac{176946(2(0,0567))}{83000 \pi 0,2616 [0,5 + 0,57735 (2) (0,2616 - 0,2893)]}$$

L_e = 0,63 pulg

El área de la raíz de las roscas de la tuerca, sometida al cortante es,

$$A_{sN} = \pi L_e OD_{Bmin} [0,5 + 0,57735 n (OD_{Bmin} - PD_{Nmáx})]$$

$$A_{sN} = \pi \times 0,63 \times 0,2616 [0,5 + 0,57735 (2) (0,2616 - 0,2893)]$$

$$A_{sN} = 0,2423 \text{ pulg}^2 = 160,1932 \text{ mm}^2$$

Según los cálculos la longitud de rosca apropiada es de 0,63 pulg que transformándolos en mm., da como resultado 16 mm.

3.2. DISEÑO CINEMÁTICO.

Para el diseño de la transmisión se baso en las medidas y en el espacio que existe en la parte posterior del chasis para que no tenga ningún problema en la colocación de la caja de la transmisión y en la salida del escape.

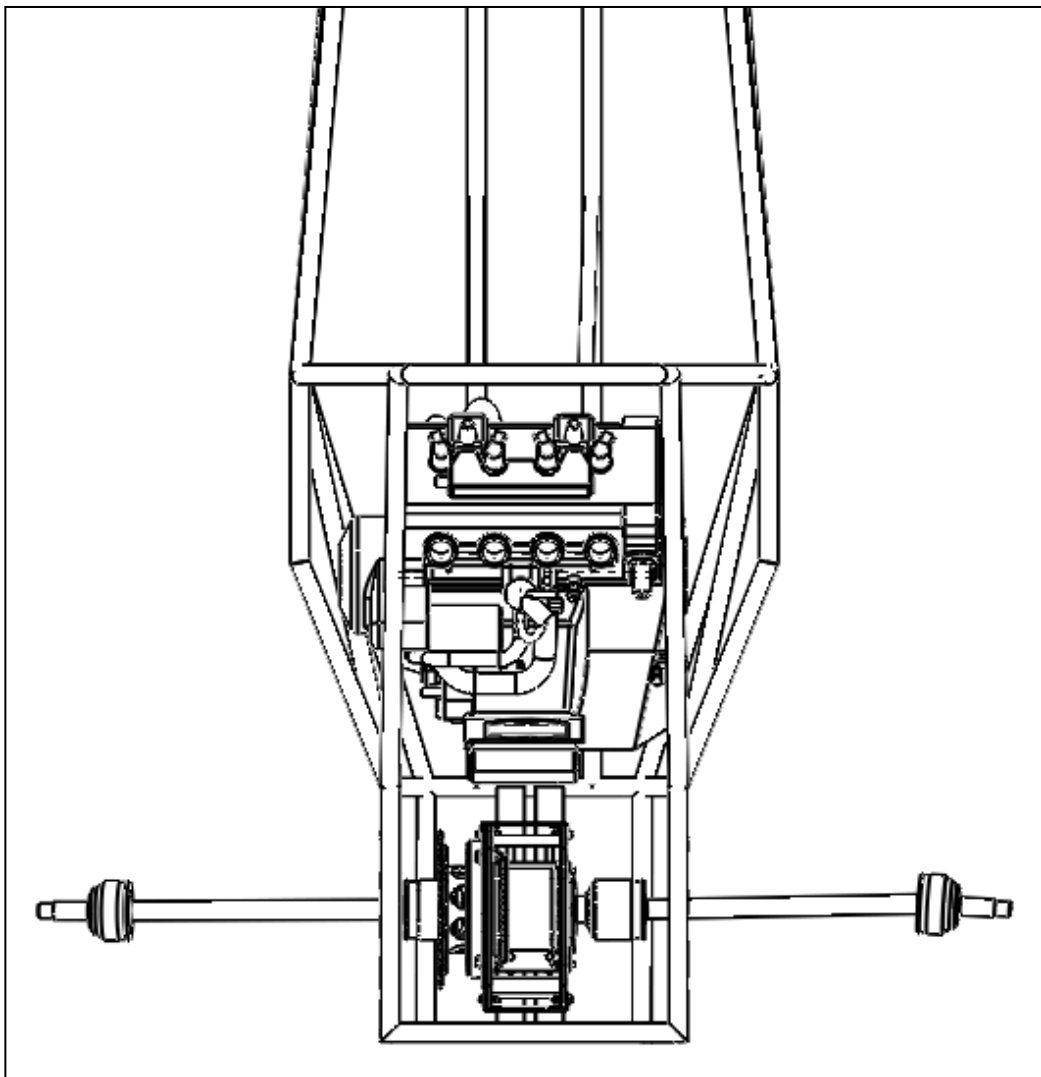


Fig. 3.9 Boceto de la transmisión

3.3. DISEÑO DINÁMICO.

Para el análisis estático que se va a realizar en la caja de la transmisión es importante saber las fuerzas que están sometidas en cada rueda en los diferentes momentos de funcionamiento del prototipo, para lo cual se va utilizar el software SolidWorks Simulation, este realizará un estudio con las fuerzas anteriormente calculadas sobre la caja de la transmisión.

Datos utilizados para la simulación:

Materiales: Acero AISI 1020, $S_y = 351.57 \text{ MPa}$

Aluminio 7075 - T6 (SN), $S_y = 505 \text{ MPa}$

Aluminio Aleación 2024, $S_y = 75.83 \text{ MPa}$.

Fuerza en las Ruedas: 574.07 lb

Fuerza en el rodamientos grande: 386.02 lb

Fuerza en el rodamiento pequeño: 389.19 lb

3.3.1. TENSIONES (VON MISES)

La figura muestra la distribución de esfuerzos de Von Mises, pero la forma exagerada de la deformación no es real pero se guía mediante el dato que da el cálculo bajo la aplicación de las fuerzas; como se nota en la leyenda el esfuerzo tiene un valor máximo de 25.8 MPa lo cual no supera los límites elásticos de materiales anteriormente mencionados; por consiguiente se puede decir que no llega a una ruptura del material o deformación irreversible.

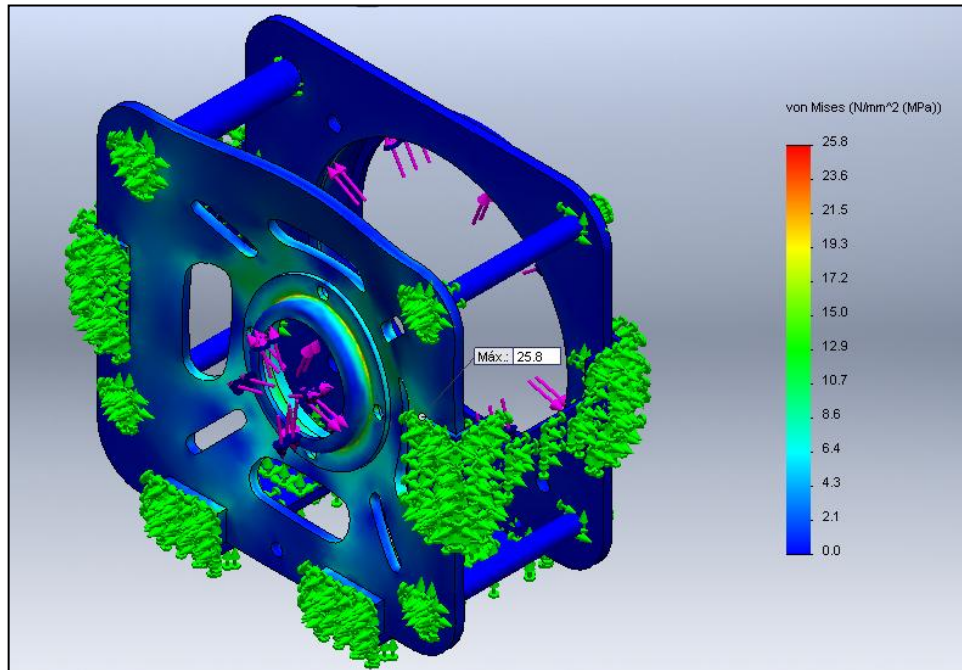


Fig. 3.10 Resultado de tensiones de Von Mises en la caja de transmisión

3.3.2. DESPLAZAMIENTO ESTÁTICO

Según la figura se puede observar que el desplazamiento estático es mayor en los puntos donde se aplica la fuerza, y en donde existe restricción el desplazamiento estático es nulo, la deformación estática en la parte de la unión de la tapa de rodamiento pequeña y la chumacera pequeña es de 0.05 mm.; por consiguiente se puede concluir que la caja de transmisión no llega a tener una deformación plástica porque la deformación que alcanza no sobrepasa el límite elástico de los materiales utilizados en el diseño que la final es imprescindible la deformación.

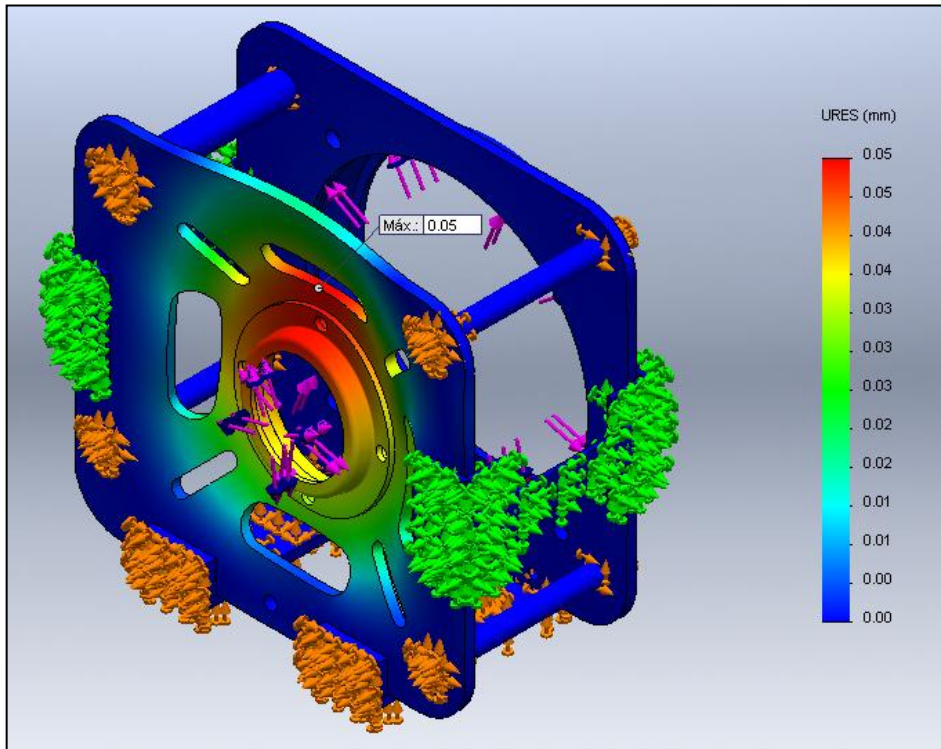


Fig. 3.11 Resultados de desplazamientos en la caja de transmisión

3.3.3. FACTOR DE SEGURIDAD

La estructura al soportar las cargas está siempre inmersa a un proceso de ruptura por ello el factor de seguridad se refiere al sobredimensionamiento, en este caso la caja de transmisión produce un factor de seguridad mínimo de 13.65, aun así está adentro de la tolerancia de 4 o más que es lo normal para el diseño y no causa deterioro del material.

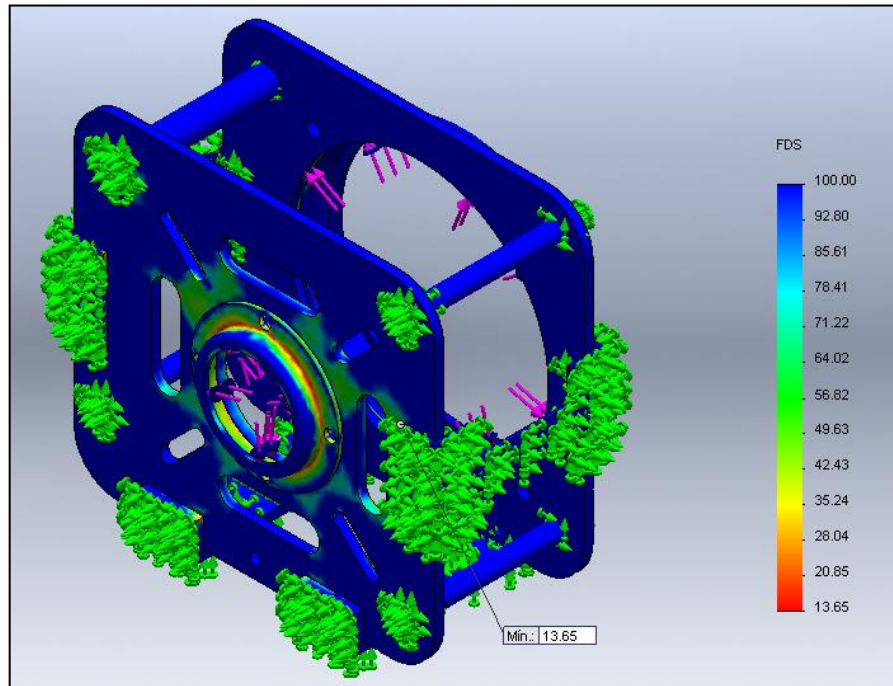


Fig. 3.12 Resultados de factor de seguridad en la caja de transmisión

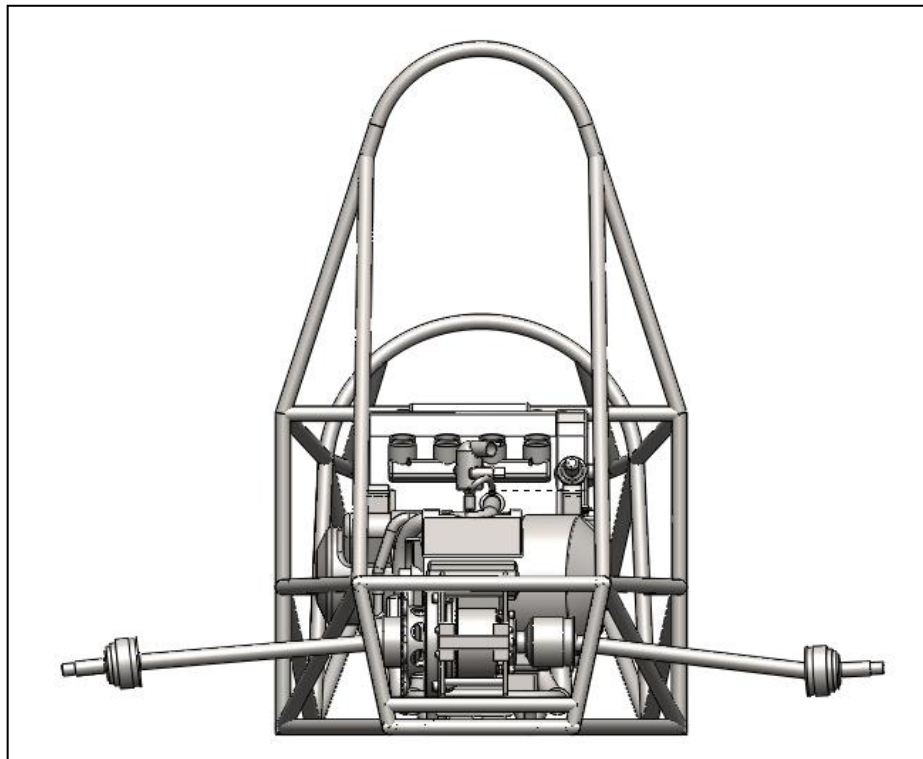


Fig. 3.13 Vista posterior del sistema de transmisión

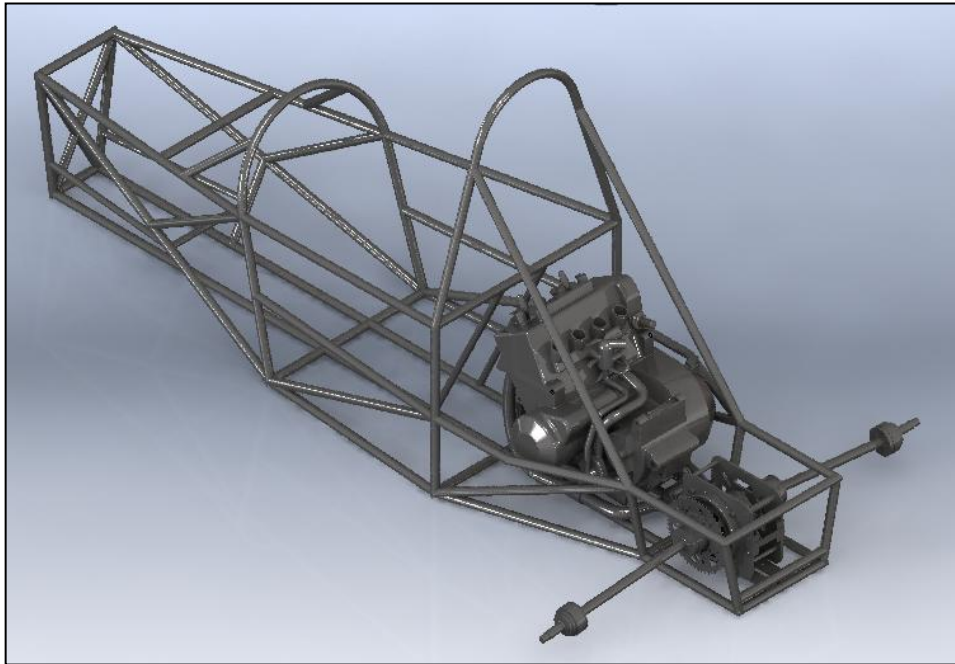


Fig. 3.14 Vista renderizada del sistema de transmisión

3.4. FABRICACIÓN DE PIEZAS.

El objetivo de esta sección es la construcción de las diferentes partes del sistema de transmisión de acuerdo a los diseños y cálculos anteriormente realizados, para lo cual se debe tener en cuenta la geometría del sistema de transmisión, es decir ángulos, distancias, etc, que han sido obtenidas mediante un largo proceso de análisis, por lo cual se debe manejar una estricta precisión en la fabricación de las partes de la transmisión lo que garantizara un mínimo de diferencia entre lo diseñado y lo fabricado.

En el proceso de construcción de la transmisión, en primer lugar se fabricó las tapas de los rodamientos, luego las chumaceras, las manzanas, los refuerzos y las sujeciones, mientras por otro lado se conseguían los demás elementos que se debían comprar del sistema de transmisión como las juntas homocinéticas, la cadena, la catalina, el piñón y los ejes.

3.4.1. FABRICACIÓN DE LAS TAPAS DE LOS RODAMIENTOS

Para la fabricación de las tapas de los rodamientos se hizo uso de las instalaciones del laboratorio de CAD-CAM, donde el encargado nos ayudo con la programación y la fabricación de las tapas de los rodamientos en la máquina CNC, en las figuras siguientes se muestra el proceso.

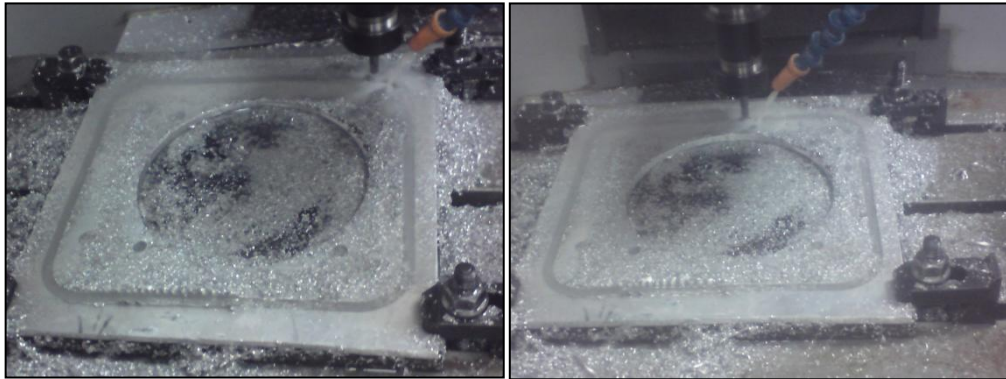


Fig. 3.15 Tapa de rodamiento grande



Fig. 3.16 Tapa de rodamiento pequeño

3.4.2. FABRICACIÓN DE CHUMACERAS

Para la fabricación de las chumaceras se mando hacer donde un tornero conocido de acuerdo a las medidas del modelo computarizado del sistema de transmisión.

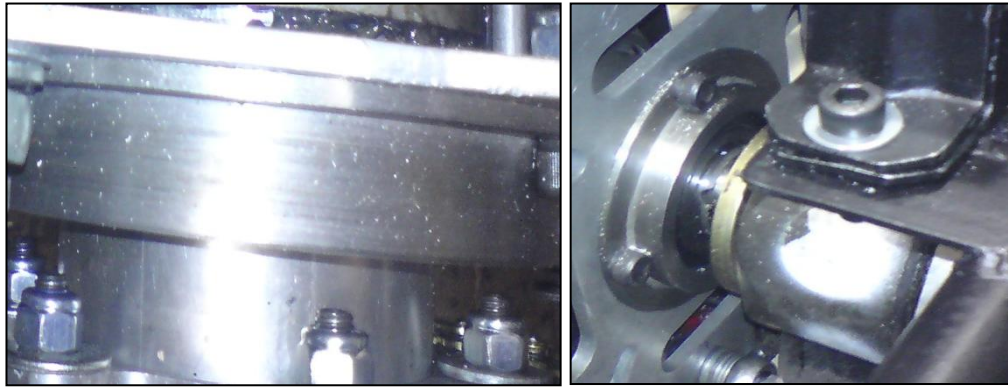


Fig. 3.17 Chumacera grande y pequeña

3.4.2. FABRICACIÓN DE LA MANZANA DEL DIFERENCIAL

Para la fabricación de la manzana del diferencial se hizo uso del torno de producción, quien nos facilito al señor encargado del torno, el cual hizo de acuerdo a las medidas del diseño para la manzana del diferencial se hizo del bloque de aluminio que CEDAL dono para construir el prototipo.

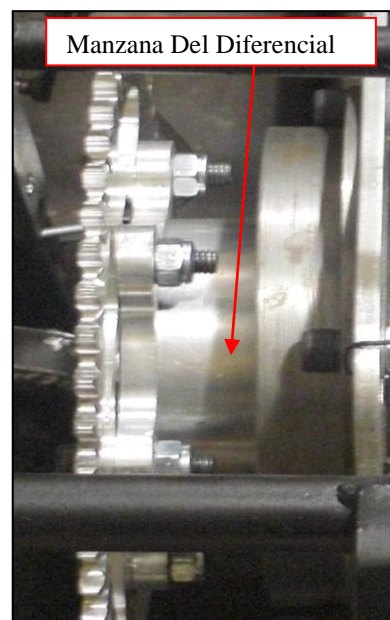


Fig. 3.18 Manzana Del Diferencial

3.4.3. FABRICACIÓN DE LA MANZANA DE LA CATALINA

Para la fabricación de la manzana de la catalina se hizo uso nuevamente de la maquina CNC del laboratorio de CAD-CAM, en este caso se hizo el programa respectivo que la maquina adopta para realizar el diseño.



Fig. 3.19 Sujeción para hacer la manzana de la catalina en la CNC



Fig. 3.20 Manzana de la Catalina terminada

3.4.4. FABRICACIÓN DE LA SUJECIÓN DE LA CAJA DE TRANSMISIÓN.

Para la fabricación de las sujeción de la caja de la transmisión se utilizó la maquina CNC del laboratorio de CAD-CAM, y se dio un buen terminado con el taladro.

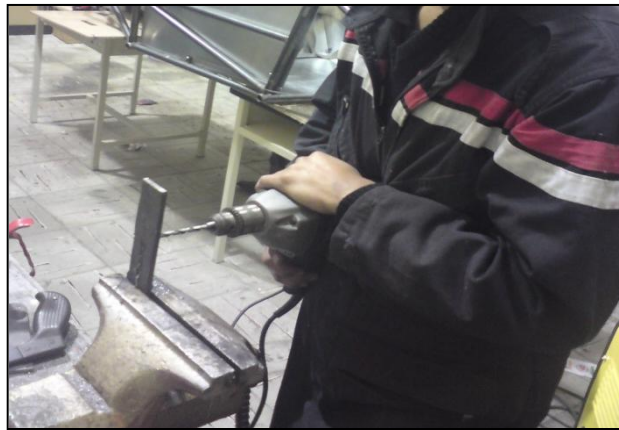


Fig. 3.21 Terminado de la sujeción de la caja de transmisión

3.5. ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

Como sucede a menudo en cualquier proyecto, lo indispensable que se busca es que el diseño que se hace en cualquier software sea igual a lo fabricado, sin embargo casi siempre hay diferencias mínimas y en ese caso hay que hacer los ajustes respectivos para que haga bien su función.

El proceso de diseño y fabricación de las partes del sistema de transmisión lanzo buenos resultados, por lo tanto no tuvo muchos inconvenientes en el armado del mismo, y por ello la puesta a punto no fue tan significativa.

En las siguientes figuras se muestra el armado del sistema de transmisión.

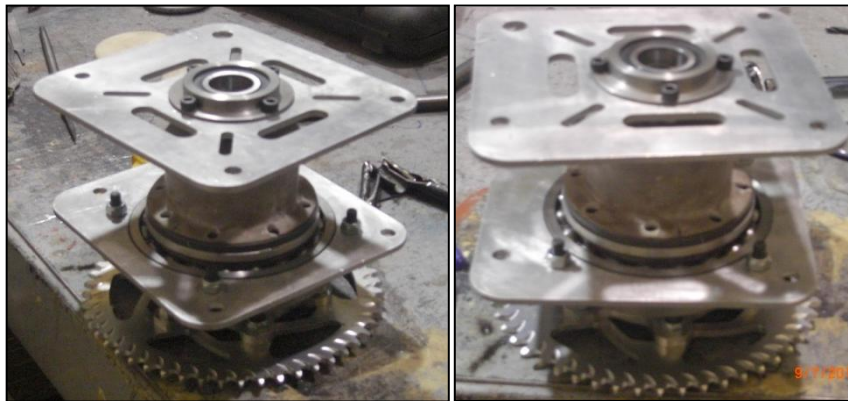


Fig. 3.22 Ensamblaje del sistema de transmisión

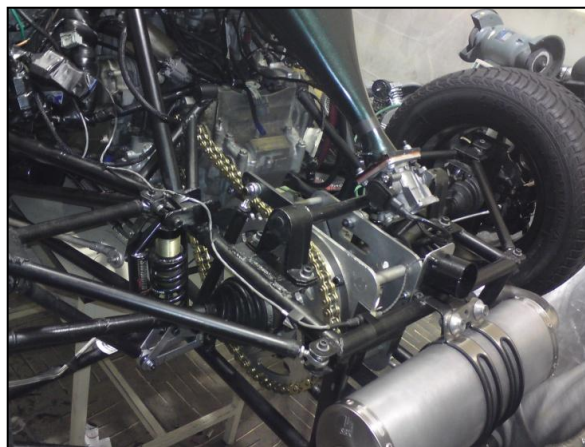


Fig. 3.23 Ensamblaje total del sistema de transmisión



Fig. 3.24 Vista lateral y superior del sistema de transmisión

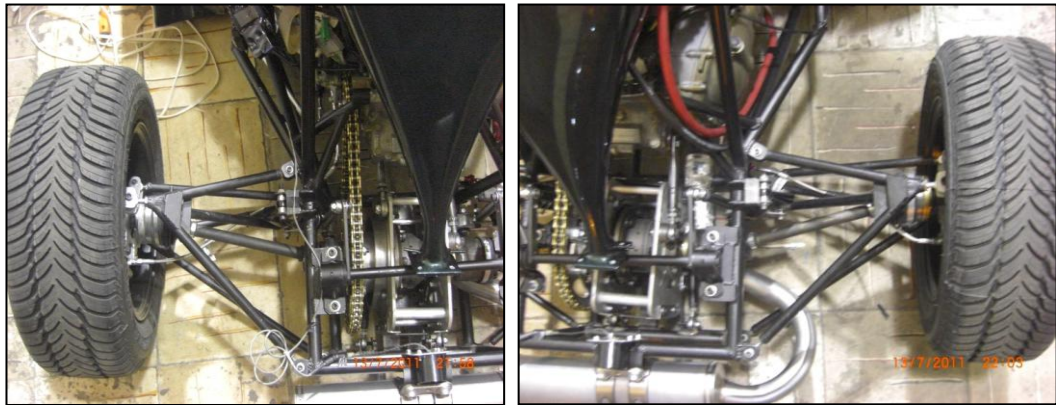


Fig. Lado izquierdo y lado derecho del sistema de transmisión

3.6. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.

3.6.1. PRUEBA 1

La primera prueba que tuvo fue mala, en el sistema de transmisión según el diseño tenía que ir soldadas las bases de sujeción de la caja de transmisión que se sujeta con el chasis, se tenía que hacer una suelda de aluminio, en el momento que se pone en marcha el prototipo se desoldaron por la mala calidad de la suelda de aluminio que pude conseguir ya que en la universidad no había un aditamento para soldar aluminio en el laboratorio soldadura por lo cual opte por ir a taller mecánico que me den soldando las placas de sujeción, la solución dada en ese momento fue reemplazar las partes de aluminio por acero de transmisión para que la caja tenga mayor sujeción y no se rompan los materiales.



Fig. 3.26 Refuerzos en la caja de transmisión

3.6.2. PRUEBA 2

Después de reparar la caja de transmisión se hizo la prueba de manejo y de resistencia del prototipo tales como curvas, frenadas bruscas, aceleraciones bruscas, en esta ocasión se comprobó el buen funcionamiento en ningún momento patino ni derrapo, por lo cual se puede decir que el sistema de transmisión está completamente funcional y probada.



Fig. 3.27 Prototipo listo para la competencia

3.6.3. PRUEBA 3

Esta prueba se la hizo cuando el prototipo se encontraba en Alemania, la prueba que estaba pasando era la de frenado al momento de poner en marcha el prototipo salió sin ningún problema al momento del cambio de marcha es cuando colapsa la manzana de la catalina y se salen los pernos con lo que iba sujeto a la manzana del diferencial, en ese rato hicieron parar la prueba y se regreso a los pits que teníamos designado, ahí se volvió a reconstruir la transmisión.

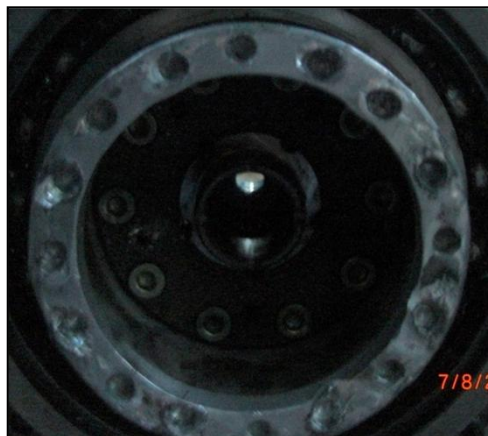


Fig. 3.28 Rotura de la rosca de la manzana de la catalina

3.6.4. PRUEBA 4.

Para esta prueba se volvió a reconstruir la transmisión haciendo otros huecos y haciendo nueva rosca en la manzana del diferencial, se volvió ah armar la transmisión y quedo bien se volvió a la prueba y la pasamos con éxito, al día siguiente había la prueba de resistencia, que era la prueba más dura que tenían que pasar todos los prototipos, en esta prueba el desempeño de la transmisión era satisfactorio pero lastimosamente el piloto lo forzó un poco en las primeras vueltas porque cajeaba mucho al momento de entrar y salir de las curvas por tal razón en la vuelta 16 colapso totalmente la transmisión y no se pudo terminar esta prueba y consecuentemente no se pudo obtener el puntaje.

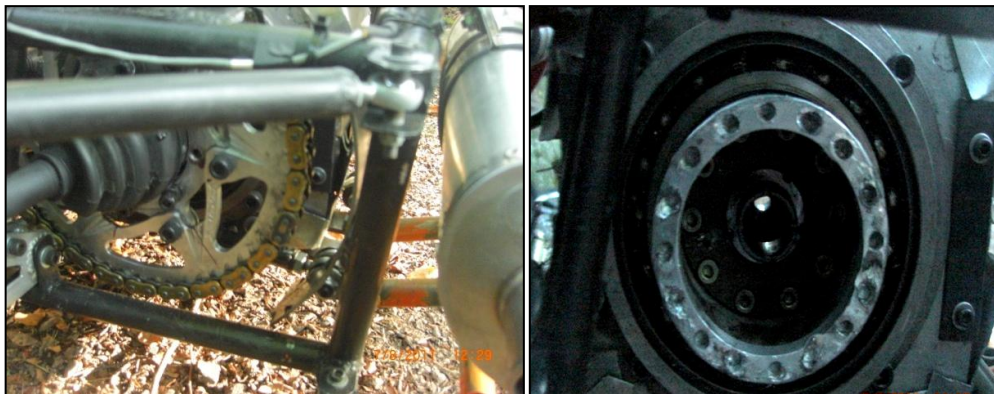


Fig. 3.29 Rotura total de la rosca de la manzana del sistema de transmisión

Dado la participación en la competencia Formula Student Germany 2011, por parte del equipo FESPE con el prototipo tipo formula, logro un gran paso para fomentar nuevos proyectos de investigación y catapulto a nuevas oportunidades para que el Ecuador sobresalga en todo el Mundo.



Fig. 3.30 Pits de Ecuador Hockenheim Ring

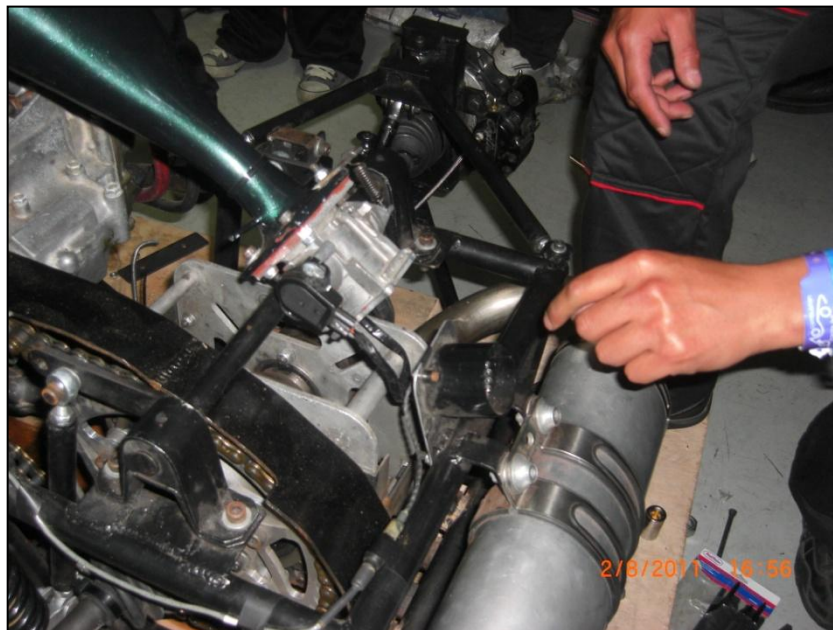


Fig. 3.31 Puesta a punto del sistema de transmisión



Fig. 3.32 El prototipo en unas de las pruebas



Fig. 3.33 La bandera del Ecuador en la pista de Hockenheim

CAPÍTULO 4

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. CONCLUSIONES.

- El desarrollo de este proyecto ha sido satisfactorio, en todos los sentidos ya que se ha realizado el diseño del sistema de transmisión siguiendo los parámetros establecidos y todas las recomendaciones para la configuración del sistema de transmisión.
- Se pudo concluir que mediante el software SolidWorks se logro hacer la simulación del sistema de transmisión en condiciones reales, por lo tanto se pudo mejorar algunos puntos críticos de la misma.
- Se concluye que por falta de tiempo no se pudo probar bien el sistema de transmisión ya que en el concurso se tuvo problemas con la misma y no se pudo terminar unas de las pruebas más duras del certamen.
- Se concluye también que la falta de materiales existentes en el país es muy baja ya que si hubiéramos encontrado un aluminio mejor se hubiera podido fabricar unas piezas para el sistema de transmisión más resistentes.
- Se debe tomar en cuenta las limitaciones que nuestro país tiene con respecto al diseño, ya que al necesitar cierto tipo de piezas o aditamentos no se los puede encontrar con facilidad y se ve la necesidad de importar de otros países.

- El proyecto del sistema de transmisión para esta competencia supero las limitaciones de una transmisión de cardan ya que antes que fallé tenía un buen desempeño.
- Este tipo de proyectos da la iniciativa para realizar prototipos de competencias con base científico-técnicas para el desarrollo de la ingeniería automotriz en nuestro país.
- Se concluye que el colapso de la rotura de las roscas de la manzana del diferencial es por una causa simple, al momento de armar la manzana de la catalina con la manzana del diferencial no se utilizo arandelas de presión junto con los pernos que sujetaban dichas piezas ya citadas anteriormente, por lo cual no había una buena sujeción de la rosca del perno contra la rosca de la manzana del diferencial, el motivo del desgaste es que el perno es acerado y la rosca de la manzana del diferencial era de aluminio, la vibración hace que el material más duro desgaste al material más suave, por lo tanto eh ahí la causa del colapso de las piezas ya mencionadas.

4.2. RECOMENDACIONES.

- Se recomienda tener una buena organización dentro y fuera del equipo ya que esto beneficiará una buena calidad de trabajo.
- Como una acotación principal, al momento de diseñar las diferentes partes del sistema de transmisión se debe tomar todos los aspectos de diseño y el lugar donde tiene que desenvolverse las diferentes partes del sistema de transmisión.
- Es importante tener unas adecuadas instalaciones para el desarrollo del siguiente proyecto del prototipo ya que por falta de espacio no se podía trabajar ergonómicamente.

- Es importante que se consiga unos buenos proveedores de accesorios y materiales para la construcción de piezas del prototipo y no suceda lo que paso este año y además se cumpla con los tiempos establecidos.
- Para la modelización y análisis del sistema de transmisión mediante el software, el diseñador deberá poseer de buenas aptitudes para el manejo y utilización del mismo, así como de sus paquetes complementarios.
- Los sistemas de fijación del eje como las chumaceras y demás elementos de rodadura se deben mantener lubricados para su óptimo funcionamiento.
- Para un mejor funcionamiento de la cadena y del diferencial se recomienda utilizar una grasa liquida de litio en spray.
- Se recomienda la utilización de arandelas de presión al momento de armar la manzana de la catalina contra la manzana del diferencial para que no haya vibración y no se desprenda la rosca, además se debe poner loctite en las roscas para que no haya juego entre roscas.

BIBLIOGRAFÍA

- Formula SAE Rules 2011. Warrendale, PA: SAE International
- Temas de Ayuda SolidWorks, “Funcionalidades básicas de SolidWorks”, 1995 – 2011.
- William F. Milliken and Douglas L. Milliken, “Race Car Vehicle Dynamics”
- Arias-Paz “Manual de Automoviles
- MOTT, Robert (1992), “Diseño de Elementos de Máquinas”, México: Hispanoamericana,
- SHIGLEY, Joseph (2002), “Diseño de Ingeniería Mecánica”, McGraw Hill, México.
- B.J. Hamrock, B. Jacobson y S.R. Schmid (2000), “Elementos de Máquinas”, McGraw Hill.
- R.L. Norton (2000), “Diseño de maquinaria”, McGraw Hill.
- Dr. Ing. Gonzalo González (2001), “Transmisiones De Potencia Por Cadena De Rodillos, Explotación, Selección Y Diseño”, Habana.
- Dobrovolski, V., Zablonski, K. Y otros (1976), “Elementos de Máquinas”, pag.448, Edit. MIR, Moscú.
- JOSU GOÑI, Diseño De Transmisión Mediante Diferencial TORSEN
- Manual de Reparación, Honda CBR–600 F4i

PAGINAS WEB DE CONSULTAS:

- <http://www.quaife.co.uk/> Diferenciales Quaife.
- <http://www.differentials.com/products.html> Accesorios para diferenciales.
- <http://www.wordreference.com/es/> Diccionario de inglés.
- <http://www.torsen.com> Página oficial de TORSEN.
- http://en.wikipedia.org/wiki/Quattro_%28all_wheel_drive_system%29
Evolución de la transmisión quattro de Audi desde 1981.

- <http://www.mecanicavirtual.org/diferencial-autoblocante.htm> Información sobre diferenciales autoblocantes.
- http://www.arpem.com/tecnica/traccion/traccion_p2.html Información sobre diferenciales autoblocantes.
- <http://www.cacsa.com.mx/> Transmisión de potencia mecánica/ Cadenas industriales.
- http://es.wikipedia.org/wiki/formula_student Formula student

ANEXOS

ANEXO A

TABLAS

PROPIEDADES TÍPICAS DEL ALUMINIO

<i>Con aleación y templado</i>	<i>Resistencia a la tracción</i>		<i>Resistencia a punto cedente</i>		<i>Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)</i>	<i>Resistencia al corte</i>		<i>Resistencia por durabilidad</i>	
	<i>Ksi</i>	<i>MPa</i>	<i>Ksi</i>	<i>MPa</i>		<i>Ksi</i>	<i>MPa</i>	<i>Ksi</i>	<i>MPa</i>
1060-O	10	69	4	28	43	7	48	3	21
1060-H14	14	97	11	76	12	9	62	5	34
1060-H18	19	131	18	124	6	11	121	6	41
1350-O	12	83	4	28	28	8	55	—	—
1350-H14	16	110	14	97	—	10	69	—	—
1350-H19	27	186	24	165	—	15	103	7	48
2014-O	27	186	14	97	18	18	124	13	90
2014-T4	62	427	42	290	20	38	262	20	138
2014-T6	70	483	60	414	13	42	290	18	124
2024-O	27	186	11	76	22	18	124	13	90
2024-T4	68	469	47	324	19	41	283	20	138
2024-T361	72	496	57	393	12	42	290	18	124
2219-O	25	172	11	76	18	—	—	—	—
2219-T62	60	414	42	290	10	—	—	15	103
2219-T87	69	476	57	393	10	—	—	15	103
3003-O	16	110	6	41	40	11	121	7	48
3003-H14	22	152	21	145	16	14	97	9	62
3003-H18	29	200	27	186	10	16	110	10	69
5052-O	28	193	13	90	30	18	124	16	110
5052-H34	38	262	31	214	14	21	145	18	124
5052-H38	42	290	37	255	8	24	165	20	138
6061-O	18	124	8	55	30	12	83	9	62
6061-T4	35	241	21	145	25	24	165	14	97
6061-T6	45	310	40	276	17	30	207	14	97
6063-O	13	90	7	48	—	10	69	8	55
6063-T4	25	172	13	90	22	—	—	—	—
6063-T6	35	241	31	214	12	22	152	10	69
7001-O	37	255	22	152	14	—	—	—	—
7001-T6	98	676	91	627	9	—	—	22	152
7075-O	33	228	15	103	16	22	152	—	—
7075-T6	83	572	73	503	11	48	331	23	159

Nota: propiedades comunes

Densidad: 0.095 a 0.102 lb/pulg³ (2635–2829 Kg/m³)

Módulo de elasticidad: 10 a 10.6 × 10⁶ psi (69-73 GPa).

Resistencia por durabilidad a 5 × 10⁸ ciclos

Grados métricos de aceros para pernos

Grado	Tamaño del perno	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de fluencia (MPa)	Resistencia de prueba (MPa)
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	340 ^a	310
5.8	M5-M24	520	415 ^a	380
8.8	M17-M36	830	660	600
9.8	M1.6-M16	900	720 ^a	650
10.9	M6-M36	1040	940	830
12.9	M1.6-M36	1220	1100	970

^aLas resistencias de fluencia son aproximadas, y no se incluyen en la norma.

Dimensiones de roscas de tornillos métricas

Diámetro mayor básico, D (mm)	Roscas gruesas		Roscas finas	
	Paso (mm)	Área en esfuerzo de tensión (mm ²)	Paso (mm)	Área en esfuerzo de tensión (mm ²)
1	0.25	0.460		
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.35	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865
42	4.5	1121		
48	5	1473		

PROPIEDADES DE LOS ACEROS AL CARBON Y CON ALEACIONES

Número de designación del material (número AISI)	Condición	Resistencia a la tracción		Resistencia a punto cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)	Dureza Brinell (HB)
		Ksi	MPa	Ksi	MPa		
1020	Rolado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Extruido en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Rolado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Extruido en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Rolado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Extruido en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Rolado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Extruido en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Rolado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Extruido en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Rolado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Extruido en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Rolado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Extruido en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Rolado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Extruido en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235

ANEXO B

**INFORMACIÓN GENERAL DEL
MOTOR CBR 600 F4i**

GENERAL INFORMATION

SPECIFICATIONS

GENERAL		
	ITEM	SPECIFICATIONS
DIMENSIONS	Overall length	2,041 mm (80.4 in)
	Overall width	685 mm (27.0 in)
	Overall height	1,135 mm (44.7 in)
	Wheelbase	1,388 mm (54.6 in)
	Seat height	810 mm (31.9 in)
	Footpeg height	360 mm (14.2 in)
	Ground clearance	135 mm (5.3 in)
	Dry weight	
	49 States/Canada type	168 kg (370 lbs)
	California type	169 kg (373 lbs)
	Curb weight	
	49 States/Canada type	196 kg (432 lbs)
California type	197 kg (434 lbs)	
Maximum weight capacity	175 kg (386 lbs)	
FRAME	Frame type	Diamond
	Front suspension	Telescopic fork
	Front axle travel	120 mm (4.7 in)
	Rear suspension	Swingarm
	Rear axle travel	120 mm (4.7 in)
	Front tire size	120/70 ZR 17 (58W)
	Rear tire size	180/55 ZR 17 (73W)
	Front tire brand	BT010FF (Bridgestone)
		D207FJ (Dunlop)
		Pilot SPORT E (Michelin)
	Rear tire brand	BT010RF (Bridgestone)
		D207P (Dunlop)
	Pilot SPORT E (Michelin)	
Front brake	Hydraulic double disc	
Rear brake	Hydraulic single disc	
Caster angle	24°	
Trail length	96 mm (3.8 in)	
Fuel tank capacity	18.0 liter (4.76 US gal, 3.96 Imp gal)	
ENGINE	Cylinder arrangement	4 cylinders in-line, inclined 31° from vertical
	Bore and stroke	67.0 x 42.5 mm (2.64 x 1.67 in)
	Displacement	599 cm ³ (36.5 cu-in)
	Compression ratio	12.0 : 1
	Valve train	Chain driven, DOHC
	Intake valve	opens ——— at 1 mm
		closes ——— (0.04 in) lift
	Exhaust valve	opens ———
		closes ———
	Lubrication system	Forced pressure and wet sump
	Oil pump type	Trochoid
	Cooling system	Liquid cooled
Air filtration	Paper element	
Engine dry weight	59 kg (130 lbs)	
Firing order	1 - 2 - 4 - 3	

GENERAL INFORMATION

GENERAL (Cont'd)		
	ITEM	SPECIFICATIONS
CARBURETION	Type Throttle bore	PGM-FI (Programmed Fuel Injection) 38 mm (1.5 in)
DRIVE TRAIN	Clutch system Clutch operation system Transmission Primary reduction Final reduction Gear ratio 1st 2nd 3rd 4th 5th 6th Gearshift pattern	Multi-plate, wet Cable operating Constant mesh, 6-speeds 1.822 (82/45) 2.875 (46/16) 2.833 (34/12) 2.062 (33/16) 1.647 (28/17) 1.421 (27/19) 1.272 (28/22) 1.173 (27/23) Left foot operated return system, 1 - N - 2 - 3 - 4 - 5 - 6
ELECTRICAL	Ignition system Starting system Charging system Regulator/rectifier Lighting system	Computer-controlled digital transistorized with electric advance Electric starter motor Triple phase output alternator SCR shorted/triple phase, full wave rectification Battery

GENERAL INFORMATION

Unit: mm (in)

LUBRICATION SYSTEM		STANDARD	SERVICE LIMIT
ITEM			
Engine oil capacity	After draining	3.0 liter (3.2 US qt, 2.5 Imp qt)	—
	After draining/filter change	3.3 liter (3.5 US qt, 2.9 Imp qt)	—
	After disassembly	3.7 liter (3.9 US qt, 3.3 Imp qt)	—
Recommended engine oil		Pro HONDA GN4 or HP4 4-stroke oil (U.S.A. and Canada) or Honda 4-stroke oil (Canada only), or equivalent motor oil API service classification SF or SG Viscosity: SAE 10W-40	—
Oil pressure at oil pressure switch		490 kPa (5.0 kgf/cm ² , 71 psi) at 6,000 rpm (80°C/176°F)	—
Oil pump rotor	Tip clearance	0.15 (0.006)	0.20 (0.008)
	Body clearance	0.15 - 0.22 (0.006 - 0.009)	0.35 (0.014)
	Side clearance	0.02 - 0.07 (0.001 - 0.003)	0.10 (0.004)

FUEL SYSTEM (Programmed Fuel Injection)		SPECIFICATIONS
ITEM		
Throttle body identification number	except California type	G090C
	California type	G090B
Starter valve vacuum difference		20 mm Hg
Base throttle valve for synchronization		No.1
Idle speed		1,300 ± 100 rpm
Throttle grip free play		2 - 6 mm (1/16 - 1/4 in)
Intake air temperature sensor resistance (at 20°C/68°F)		1 - 4 kΩ
Engine coolant temperature sensor resistance (at 20°C/68°F)		2.3 - 2.6 kΩ
Fuel injector resistance (at 20°C/68°F)		11.1 - 12.3 Ω
PAIR solenoid valve resistance (at 20°C/68°F)		20 - 24 Ω
Cam pulse generator peak voltage (at 20°C/68°F)		0.7 V minimum
Ignition pulse generator peak voltage (at 20°C/68°F)		0.7 V minimum
Manifold absolute pressure at idle		150 - 250 mm Hg
Fuel pressure at idle		343 kPa (3.5 kgf/cm ² , 50 psi)
Fuel pump flow (at 12-V)		Minimum 188 cm ³ (6.4 US oz, 6.6 Imp oz) for 10 seconds

GENERAL INFORMATION

COOLING SYSTEM		
ITEM		SPECIFICATIONS
Coolant capacity	Radiator and engine	2.7 liter (2.9 US qt. 2.4 Imp qt)
	Reserve tank	0.31 liter (0.33 US qt. 0.27 Imp qt)
Radiator cap relief pressure		108 137 kPa (1.1 – 1.4 kgf/cm ² , 16 – 20 psi)
Thermostat	Begin to open	80 – 84 °C (176 – 183 °F)
	Fully open	90 °C (194 °F)
	Valve lift	8 mm (0.3 in) minimum
Recommended antifreeze		Pro Honda HP Coolant or an equivalent high quality ethylene glycol antifreeze containing corrosion protection inhibitors
Standard coolant concentration		50% mixture with soft water

CYLINDER HEAD/VALVES			Unit: mm (in)	
ITEM		STANDARD	SERVICE LIMIT	
Cylinder compression		1,226 kPa (12.6 kgf/cm ² , 178 psi) at 350 rpm	—	
Valve clearance		IN	0.20 ± 0.03 (0.008 ± 0.001)	—
		EX	0.28 ± 0.03 (0.011 ± 0.001)	—
Camshaft	Cam lobe height	IN	36.56 – 36.80 (1.439 – 1.449)	36.5 (1.44)
		EX	35.34 – 35.58 (1.391 – 1.401)	35.3 (1.39)
	Runout	—		0.06 (0.002)
Oil clearance		0.030 – 0.072 (0.0012 – 0.0028)		
Valve lifter	Valve lifter O.D.	25.978 – 25.993 (1.0228 – 1.0233)		25.97 (1.022)
	Valve lifter bore I.D.	26.010 – 26.026 (1.0240 – 1.0246)		26.04 (1.025)
Valve, valve guide	Valve stem O.D.	IN	3.975 – 3.990 (0.1565 – 0.1571)	3.965 (0.1561)
		EX	3.965 – 3.980 (0.1561 – 0.1567)	3.955 (0.1557)
	Valve guide I.D.	IN/EX	4.000 – 4.012 (0.1575 – 0.1580)	4.04 (0.159)
	Stem-to-guide clearance	IN	0.010 – 0.037 (0.0004 – 0.0015)	0.075 (0.0030)
		EX	0.020 – 0.047 (0.0008 – 0.0019)	0.085 (0.0033)
	Valve guide projection above cylinder head	IN	16.1 – 16.4 (0.63 – 0.65)	—
EX		14.3 – 14.6 (0.56 – 0.57)	—	
Valve seat width		IN/EX	0.90 – 1.10 (0.035 – 0.043)	1.5 (0.06)
Valve spring free length	IN	Outer	42.2 (1.66)	41.36 (1.628)
		Inner	35.4 (1.43)	35.57 (1.400)
	EX	36.3 (1.43)		35.57 (1.400)
Cylinder head warpage		—		0.10 (0.004)

GENERAL INFORMATION

Unit: mm (in)

CLUTCH/GEARSHIFT LINKAGE		STANDARD	SERVICE LIMIT
ITEM			
Clutch lever free play		10 – 20 (3/8 – 13/16)	—
Clutch	Spring free length	44.7 (1.76)	43.4 (1.71)
	Disc thickness	2.92 – 3.08 (0.115 – 0.121)	2.6 (0.10)
	Plate warpage	—	0.30 (0.012)
Clutch outer guide	I.D.	25.000 – 25.021 (0.9843 – 0.9851)	25.03 (0.985)
	O.D.	34.975 – 34.991 (1.3770 – 1.3776)	34.97 (1.377)
Mainshaft O.D. at clutch outer guide		24.980 – 24.993 (0.9835 – 0.9840)	24.96 (0.983)

Unit: mm (in)

ALTERNATOR/STARTER CLUTCH		STANDARD	SERVICE LIMIT
ITEM			
Starter driven gear boss O.D.		51.699 – 51.718 (2.0354 – 2.0361)	51.684 (2.0348)

Unit: mm (in)

CRANKCASE/TRANSMISSION			STANDARD	SERVICE LIMIT
ITEM				
Shift fork, fork shaft	I.D.		12.000 – 12.021 (0.4724 – 0.4733)	12.03 (0.474)
	Claw thickness		5.93 – 6.00 (0.233 – 0.236)	5.9 (0.23)
	Shift fork shaft O.D.		11.957 – 11.968 (0.4707 – 0.4712)	11.95 (0.470)
Transmission	Gear I.D.	M5, M6	28.000 – 28.021 (1.1024 – 1.1032)	28.04 (1.104)
		C2, C3, C4	31.000 – 31.025 (1.2205 – 1.2215)	31.04 (1.222)
	Gear bushing O.D.	M5, M6	27.959 – 27.980 (1.1007 – 1.1016)	27.94 (1.100)
		C2	30.955 – 30.980 (1.2187 – 1.2197)	30.94 (1.218)
		C3, C4	30.950 – 30.975 (1.2185 – 1.2195)	30.93 (1.218)
	Gear-to-bushing clearance	M5, M6	0.020 – 0.062 (0.0008 – 0.0024)	0.10 (0.004)
		C2	0.020 – 0.070 (0.0008 – 0.0028)	0.10 (0.004)
		C3, C4	0.025 – 0.075 (0.0010 – 0.0030)	0.11 (0.004)
	Gear bushing I.D.	M5	24.985 – 25.006 (0.9837 – 0.9845)	25.016 (0.9849)
		C2	27.985 – 28.006 (1.1018 – 1.1026)	28.021 (1.1032)
Mainshaft O.D.	at M5	24.967 – 24.980 (0.9830 – 0.9835)	24.96 (0.983)	
Countershaft O.D.	at C2	27.967 – 27.980 (1.1011 – 1.1016)	27.96 (1.101)	
Bushing to-shaft clearance	M5	0.005 – 0.039 (0.0002 – 0.0015)	0.06 (0.002)	
	C2	0.005 – 0.039 (0.0002 – 0.0015)	0.06 (0.002)	

GENERAL INFORMATION

CRANKSHAFT/PISTON/CYLINDER		Unit: mm (in)		
ITEM		STANDARD	SERVICE LIMIT	
Crankshaft	Connecting rod side clearance	0.10 – 0.25 (0.004 – 0.010)	0.30 (0.012)	
	Crankpin bearing oil clearance	0.028 – 0.052 (0.0011 – 0.0020)	0.06 (0.002)	
	Main journal bearing oil clearance	0.020 – 0.038 (0.0008 – 0.0015)	0.05 (0.002)	
	Runout	—	0.05 (0.002)	
Piston, piston rings	Piston O.D. at 15 mm (0.6 in) from bottom	66.965 – 66.985 (2.6364 – 2.6372)	66.90 (2.634)	
	Piston pin bore I.D.	17.002 – 17.008 (0.6694 – 0.6696)	17.02 (0.670)	
	Piston pin O.D.	16.994 – 17.000 (0.6691 – 0.6693)	16.98 (0.666)	
	Piston-to-piston pin clearance	0.002 – 0.014 (0.0001 – 0.0006)	0.04 (0.002)	
	Piston ring end gap	Top	0.10 – 0.20 (0.004 – 0.008)	0.4 (0.02)
		Second	0.18 – 0.30 (0.007 – 0.012)	0.5 (0.02)
		Oil (side rail)	0.2 – 0.7 (0.01 – 0.03)	1.0 (0.04)
Piston ring-to-ring groove clearance	Top	0.020 – 0.050 (0.0008 – 0.0020)	0.08 (0.003)	
	Second	0.015 – 0.050 (0.0006 – 0.0020)	0.08 (0.003)	
Cylinder	I.D.	67.000 – 67.015 (2.6378 – 2.6384)	67.10 (2.642)	
	Out-of-round	—	0.10 (0.004)	
	Taper	—	0.10 (0.004)	
	Warpage	—	0.10 (0.004)	
Cylinder-to-piston clearance		0.015 – 0.050 (0.0006 – 0.0022)	0.10 (0.004)	
Connecting rod small end I.D.		17.016 – 17.034 (0.6699 – 0.6706)	17.04 (0.671)	
Connecting rod-to-piston pin clearance		0.016 – 0.040 (0.0006 – 0.0016)	0.06 (0.002)	

GENERAL INFORMATION

Unit: mm (in)

FRONT WHEEL/SUSPENSION/STEERING			
ITEM		STANDARD	SERVICE LIMIT
Minimum tire tread depth		—	1.5 (0.06)
Cold tire pressure	Up to 90 kg (200 lb) load	250 kPa (2.50 kgf/cm ² , 36 psi)	—
	Up to maximum weight capacity	250 kPa (2.50 kgf/cm ² , 36 psi)	—
Axle runout		—	0.2 (0.01)
Wheel rim runout	Radial	—	2.0 (0.08)
	Axial	—	2.0 (0.08)
Wheel balance weight		—	60 g (2.1 oz) max.
Fork	Spring free length	286 (11.3)	280.3 (11.03)
	Tube runout	—	0.20 (0.008)
	Recommended fork fluid	Pro Honda Suspension Fluid SS 8	—
	Fluid level	116 (4.6)	—
	Fluid capacity	462 ± 2.5 cm ³ (15.6 ± 0.08 US oz, 16.3 ± 0.09 Imp oz)	—
	Pre-load adjuster initial setting	4th groove from top	—
Rebound adjuster initial setting		1-3/4 turns out from fully turned in	—
Compression adjuster initial setting		1-1/4 turns out from fully turned in	—
Steering head bearing pre-load		1.0 – 1.5 kgf (2.2 – 3.3 lbf)	—

Unit: mm (in)

REAR WHEEL/SUSPENSION			
ITEM		STANDARD	SERVICE LIMIT
Minimum tire tread depth		—	2.0 (0.08)
Cold tire pressure	Up to 90 kg (200 lb) load	290 kPa (2.90 kgf/cm ² , 42 psi)	—
	Up to maximum weight capacity	290 kPa (2.90 kgf/cm ² , 42 psi)	—
Axle runout		—	0.2 (0.01)
Wheel rim runout	Radial	—	2.0 (0.08)
	Axial	—	2.0 (0.08)
Wheel balance weight		—	60 g (2.1 oz) max.
Drive chain	Size/link	DID	DID525HV-108LE
		RK	RKGB525ROZ1-108LE
	Slack	25 – 35 (1 – 1-3/8)	—
Shock absorber	Spring adjuster standard position		Position 3
	Rebound adjuster initial setting		1-1/2 turns out from fully turned in
	Compression adjuster initial setting		1-1/2 turns out from fully turned in

GENERAL INFORMATION

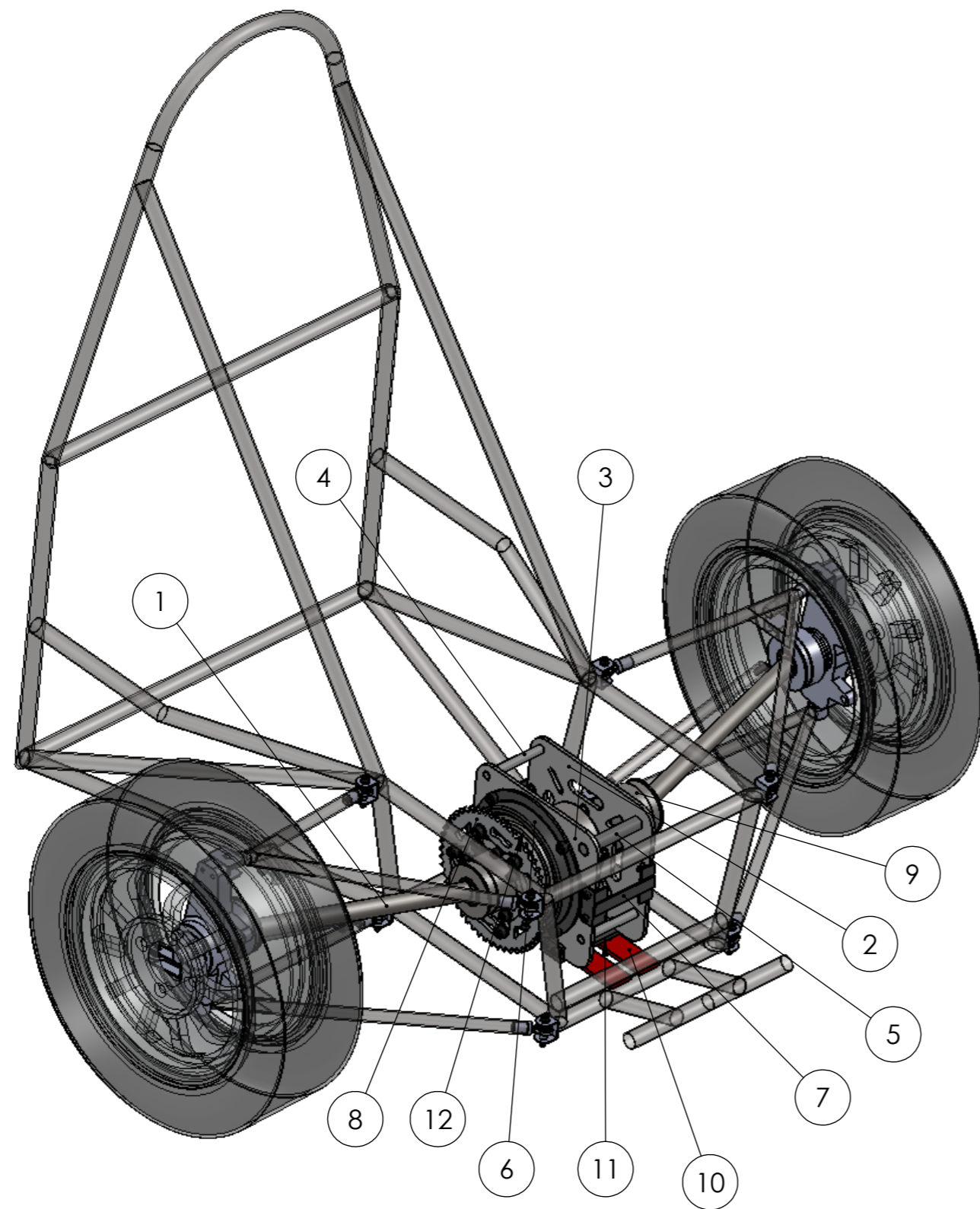
HYDRAULIC BRAKE			Unit: mm (in)	
ITEM		STANDARD	SERVICE LIMIT	
Front	Specified brake fluid	Honda DOT 4 Brake Fluid	—	
	Brake disc thickness	4.4 – 4.6 (0.17 – 0.18)	3.5 (0.14)	
	Brake disc runout	—	0.20 (0.008)	
	Master cylinder I.D.	15.870 – 15.913 (0.6248 – 0.6285)	15.925 (0.6270)	
	Master piston O.D.	15.827 – 15.854 (0.6231 – 0.6242)	15.815 (0.6226)	
	Caliper cylinder I.D.	A	33.96 – 34.01 (1.337 – 1.339)	34.02 (1.339)
		B	32.030 – 32.060 (1.2610 – 1.2630)	32.09 (1.263)
	Caliper piston O.D.	A	33.802 – 33.835 (1.3308 – 1.3321)	33.794 (1.3306)
B		31.877 – 31.910 (1.2550 – 1.2563)	31.869 (1.2547)	
Rear	Specified brake fluid	Honda DOT 4 Brake Fluid	—	
	Brake pedal height	75 (3.0)	—	
	Brake disc thickness	4.8 – 5.2 (0.19 – 0.20)	4.0 (0.16)	
	Brake disc runout	—	0.30 (0.012)	
	Master cylinder I.D.	14.000 – 14.043 (0.5512 – 0.5529)	14.055 (0.5533)	
	Master piston O.D.	13.957 – 13.984 (0.5495 – 0.5506)	13.945 (0.5490)	
	Caliper cylinder I.D.	38.18 – 38.23 (1.053 – 1.505)	38.24 (1.506)	
	Caliper piston O.D.	38.098 – 38.148 (1.4999 – 1.5019)	38.09 (1.500)	

BATTERY/CHARGING SYSTEM			SPECIFICATIONS	
ITEM				
Battery	Capacity	12-V – 8.6 Ah		
	Current leakage	2.0 mA max.		
	Voltage (20°C/68°F)	Fully charged	13.0 – 13.2 V	
		Needs charging	Below 12.3 V	
	Charging current	Normal	0.9 A/5 – 10 h	
Quick		4.5 A/0.5 h		
Alternator	Capacity	0.433 kW/5,000 rpm		
	Charging coil resistance (20°C/68°F)	0.1 – 1.0 Ω		

IGNITION SYSTEM			SPECIFICATIONS
ITEM			
Spark plug (Iridium)	NGK	IMR9A-9H	
	DENSO	IUH27D	
Spark plug gap	0.80 – 0.90 mm (0.031 – 0.035 in)		
Ignition coil peak voltage	100 V minimum		
Ignition pulse generator peak voltage	0.7 V minimum		
Ignition timing ("F" mark)	13° BTDC at idle		

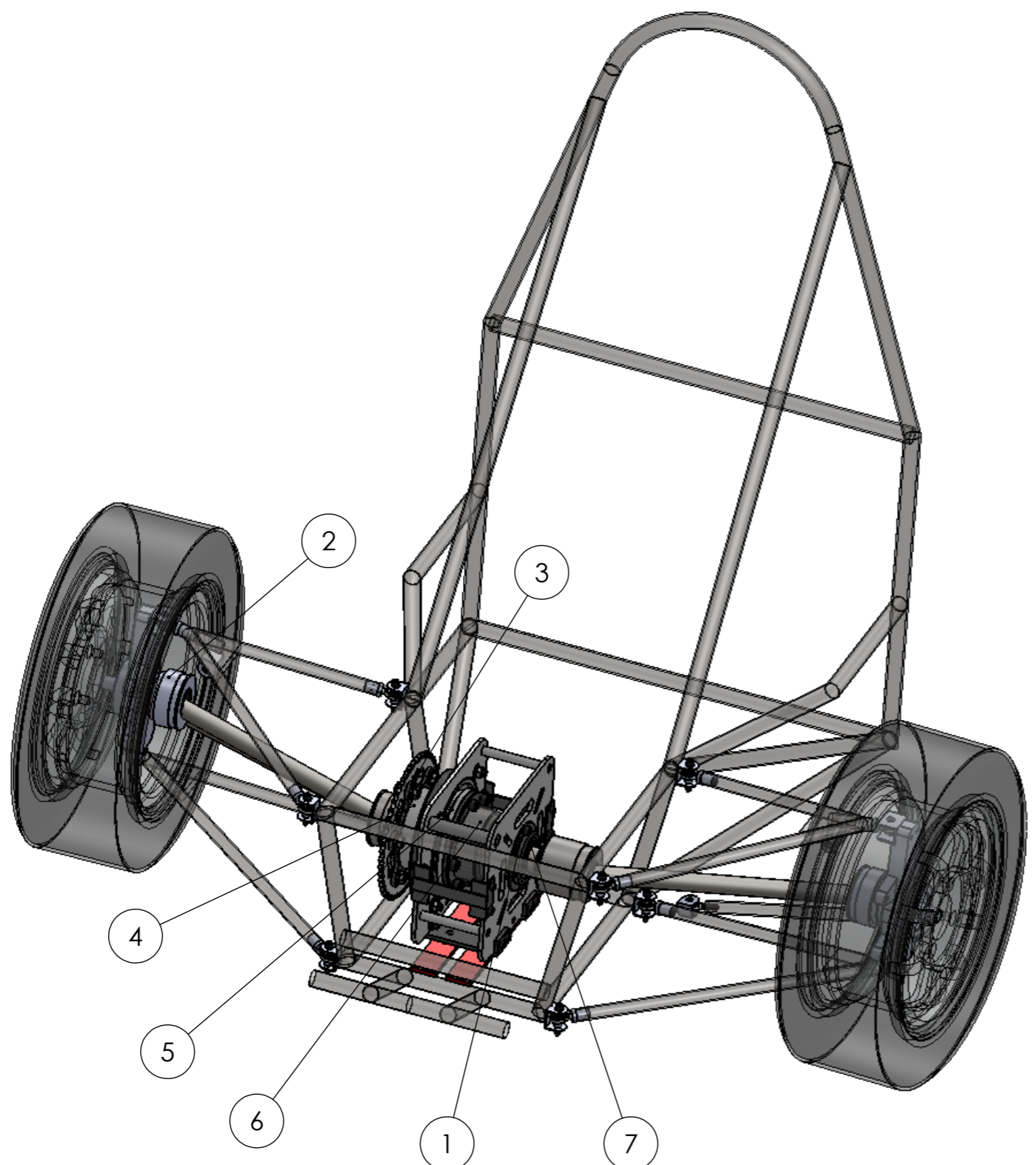
ANEXO C

PLANOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN



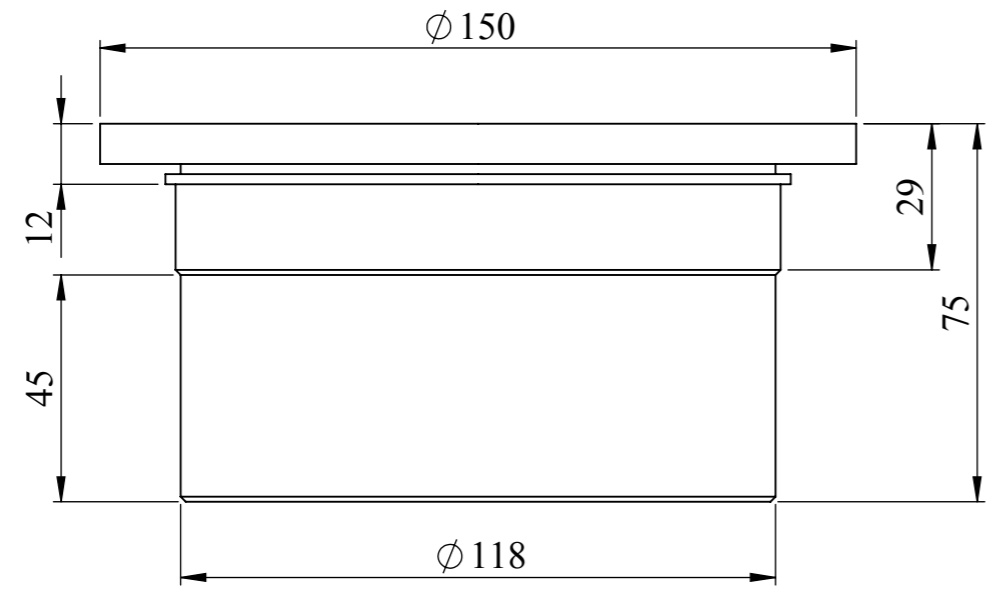
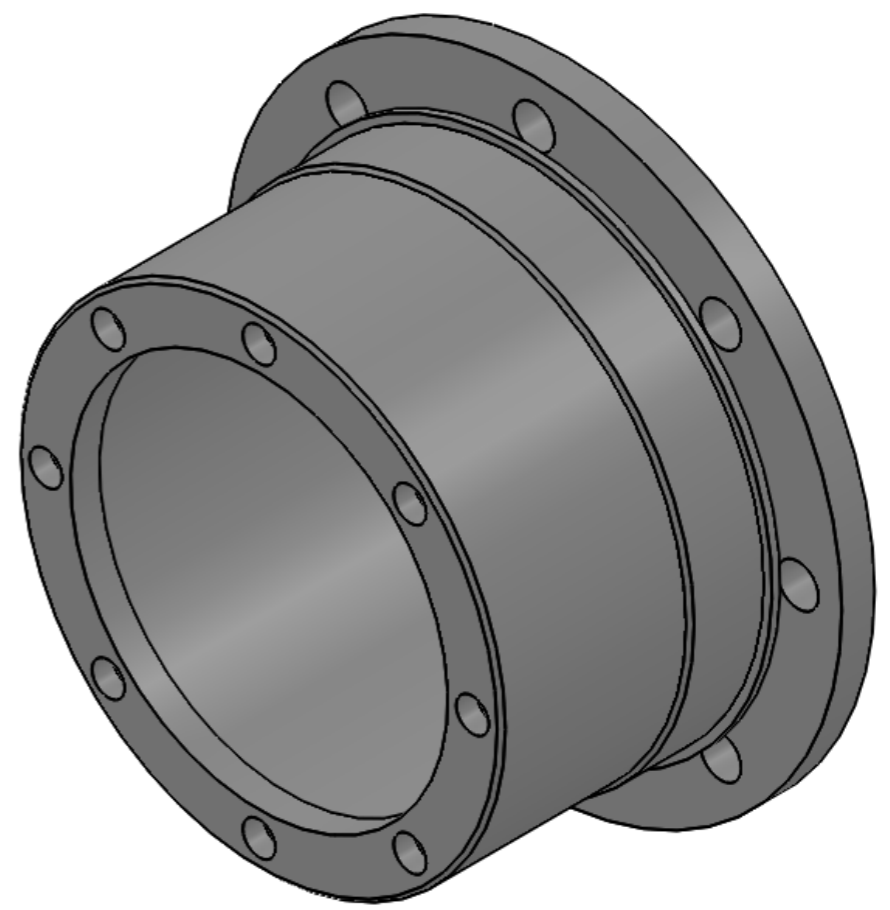
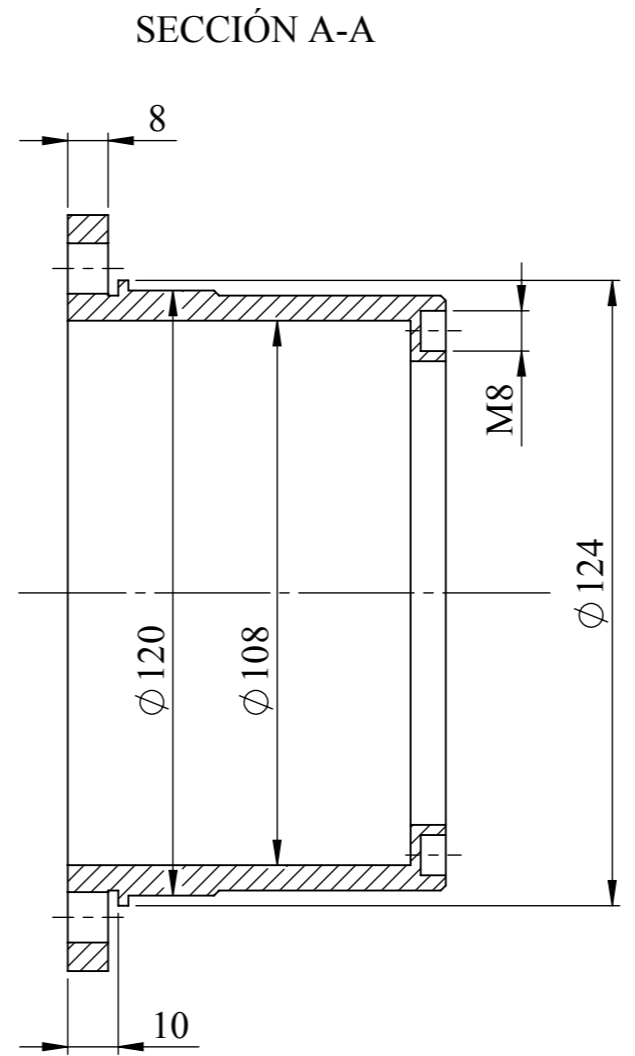
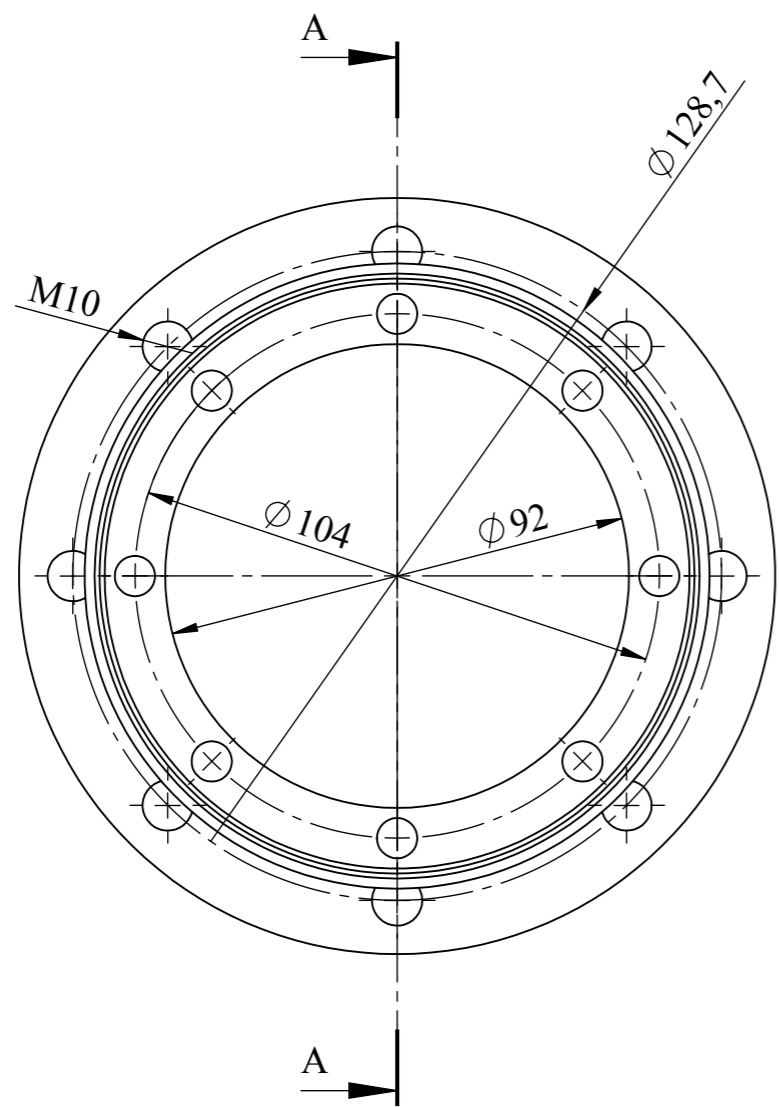
1	Rodamiento Grande	N: 24	Acero	12		2.05	
2	Sujección Caja de Transmisión	N: 19	Acero	11		0.54	
2	Sujección Con Chasis	N: 20	Acero	10		0.22	
2	Junta Caja	N: 22	Acero	9		3.01	
1	Catalina	N: 11	Aluminio	8		0.104	
7	Refuerzos	N: 12,13,14,15,16,17,18	Acero	7		0.29	
1	Chumacera Grande	N: 03	Acero	6		0.90	
1	Tubo de 3/4	N: 10	Aluminio	5		0.09	
3	Tubo de 1/2	N: 09	Aluminio	4		0.12	
1	Tapa de Rodamiento Grande	N: 05	Acero	3		0.51	
1	Tapa de Rodamiento Pequeño	N: 06	Acero	2		0.76	
2	Semiejes	N: 23	Acero	1		1.74	
No. de piez.	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del Modelo/semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones

		TOLERANCIA		PESO		VARIOS	
		0.1					
		FECHA		NOMBRE		VISTA LATERAL IZQUIERDA	
		Dibujó 25/01/12		OJEDA PABLO			
		Revisó 25/01/12		Ing. O. Arteaga			
		Aprobó 25/01/12		Ing. E. Mena			
		ESPE-L		DESPIECE 001		ESCALA: 1:10	
		ING. AUTOMOTRIZ					
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				

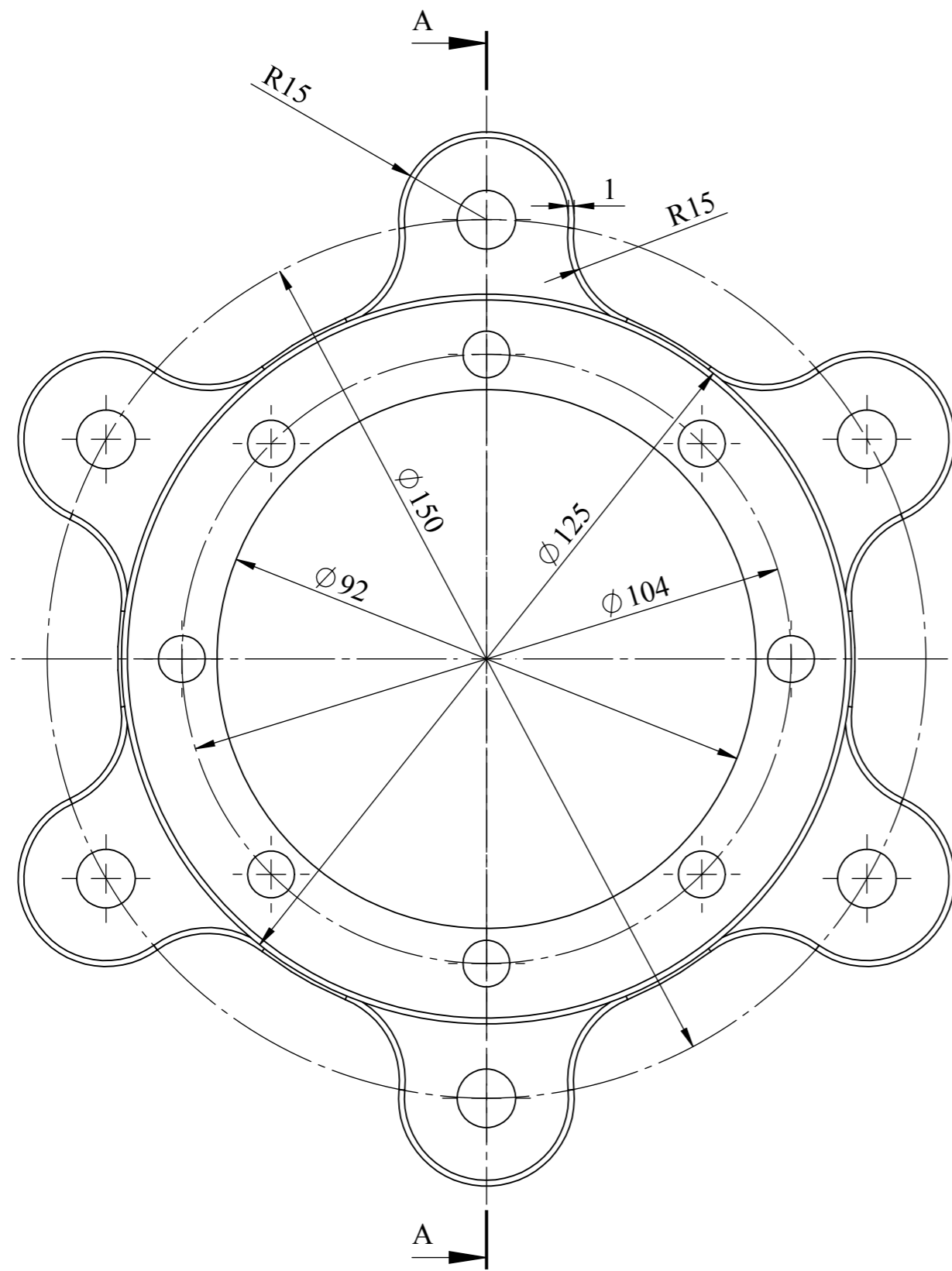


No. de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del Modelo/semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones
1	Rodamiento Pequeño	N: 25	Acero	7		0.29	
1	Carter del Diferencial	N: 07	Acero	6		0.82	
1	Diferencial	N: 08	Acero	5		5.30	
1	Manzana del Diferencial	N: 01	Aluminio	4		0.49	
1	Manzana de la Catalina	N: 02	Aluminio	3		1.93	
2	Junta Llanta	N: 21	Acero	2		1.71	
1	Chumacera Pequeña	N: 04	Acero	1		0.17	

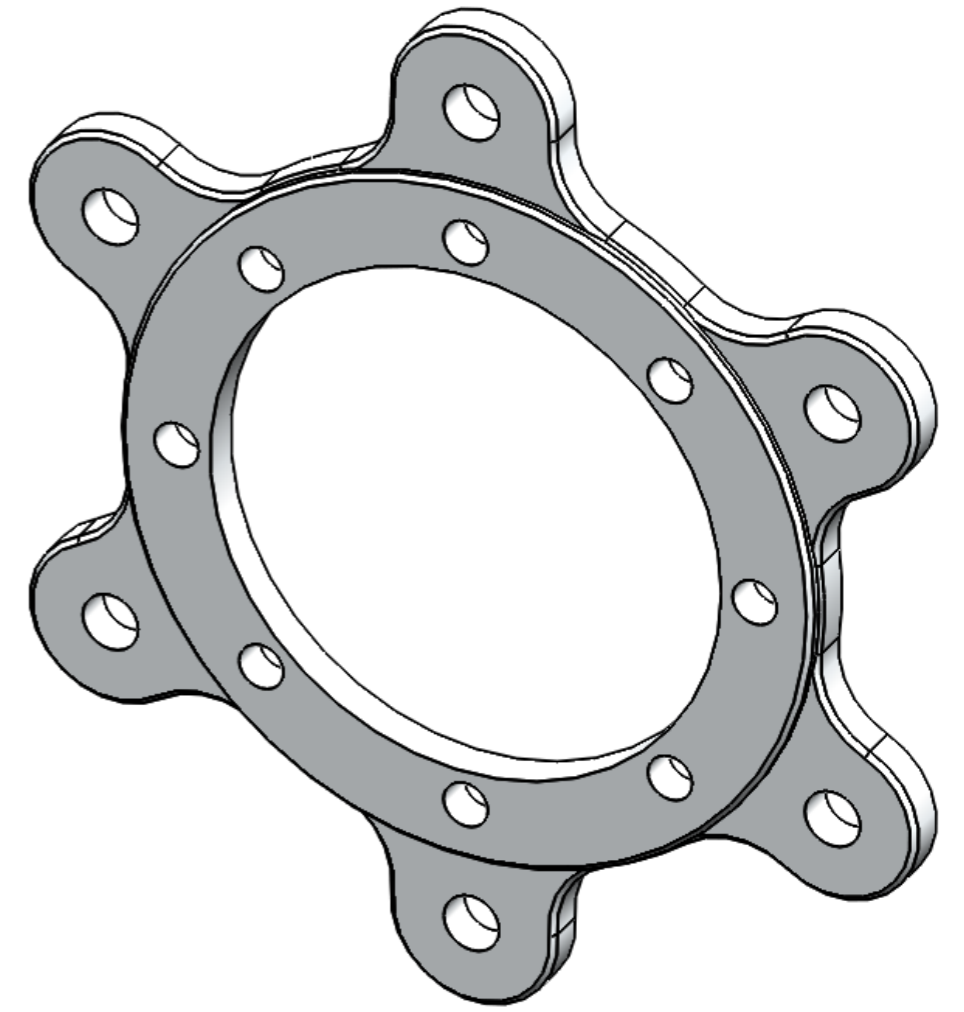
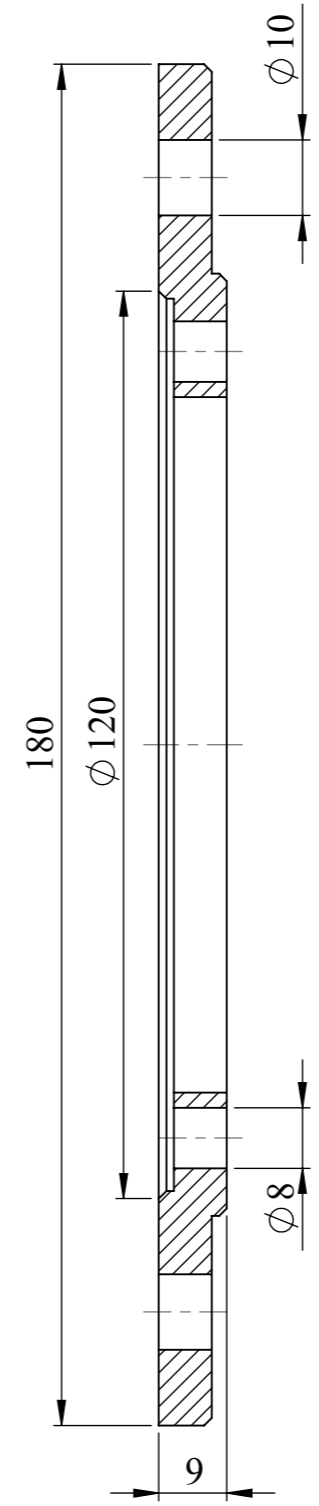
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	TOLERANCIA	PESO	VARIOS VISTA LATERAL DERECHA DESPIECE 002	ESCALA: 1:10 
				0.1			
				FECHA	NOMBRE		
				Dibujó 25/01/12	OJEDA PABLO		
				Revisó 25/01/12	Ing. O. Arteaga		
				Aprobó 25/01/12	Ing. E. Mena		
				ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ			



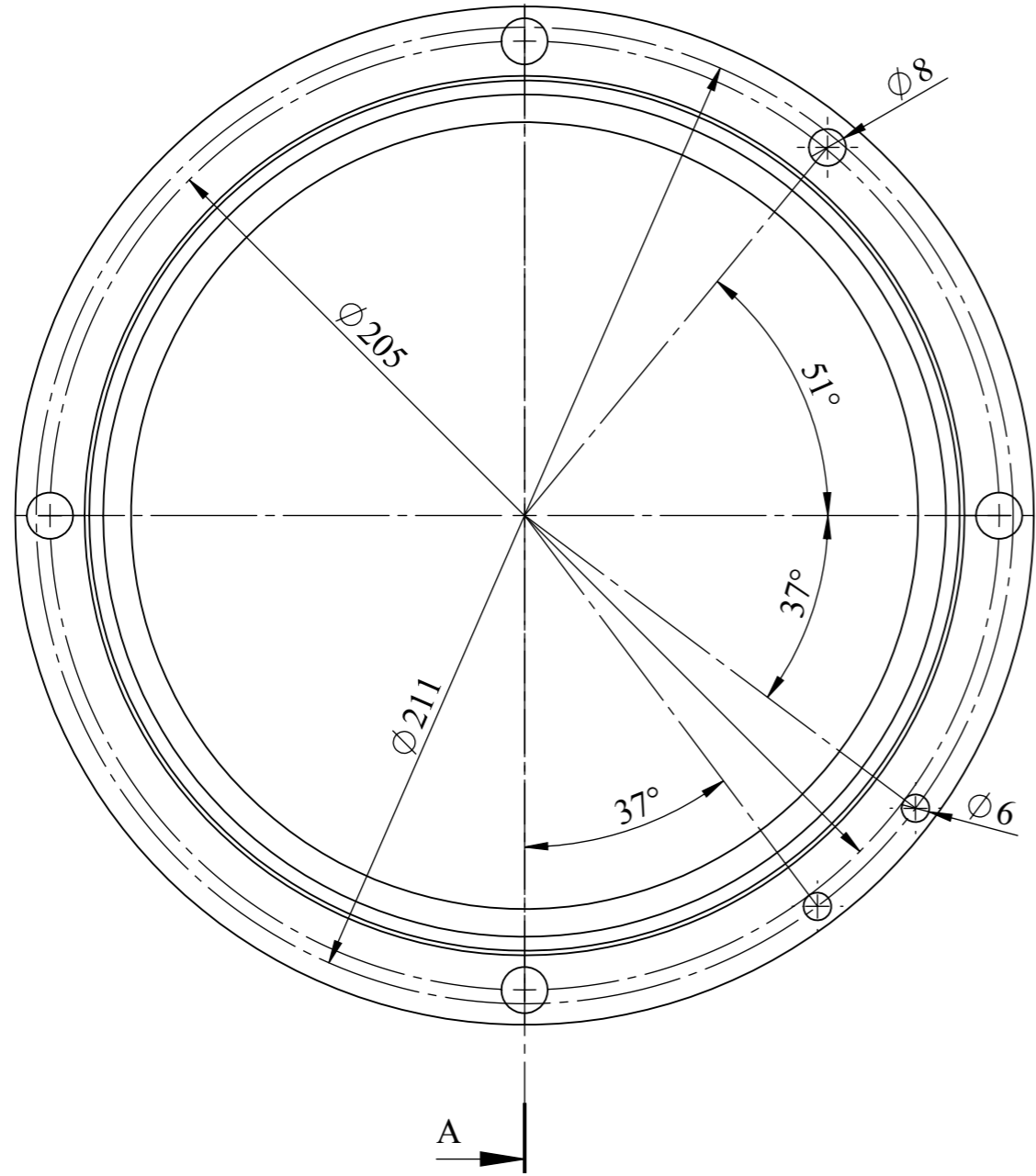
				TOLERANCIA	PESO	ALUMINIO 7075 - T6	
				0.1	0.49 Kg		
				FECHA	NOMBRE	MANZANA DIFERENCIAL	ESCALA: 1:2
			Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO		
			Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga		
			Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	N : 01	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ			



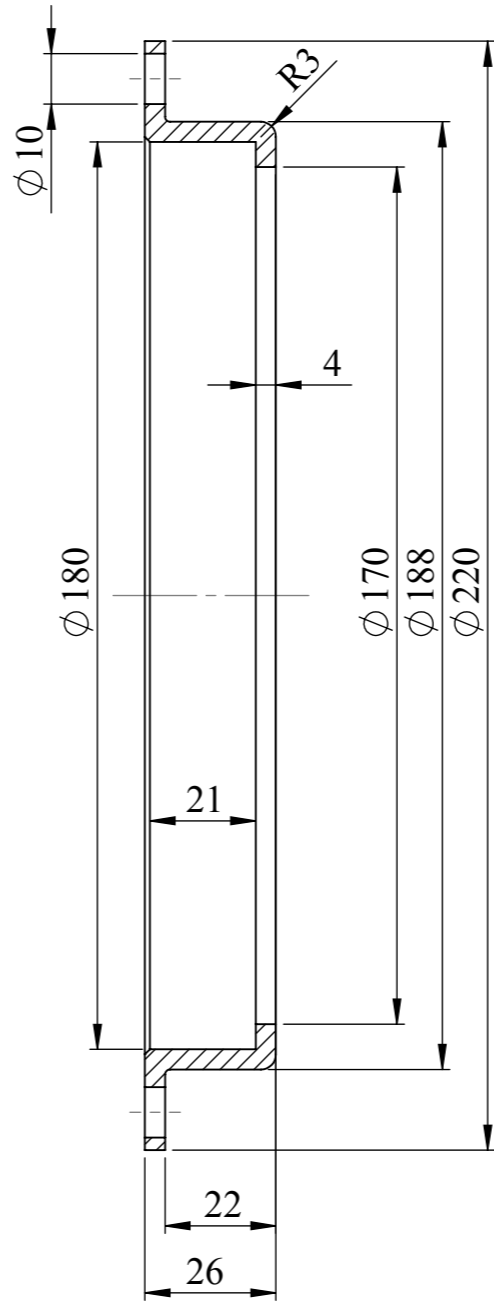
SECCIÓN A-A

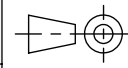


				TOLERANCIA	PESO	ALUMINIO 7075 - T6	
				0.1	0.193 Kg		
					FECHA	NOMBRE	MANZANA CATALINA
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO	
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga	
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	
				ESPE-L		N : 02	ESCALA: 1:1
				ING. AUTOMOTRIZ			
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				



SECCIÓN A-A



				TOLERANCIA	PESO	ACERO DE TRANSMISIÓN	
				0.1	0.90 Kg	AISI 1020	
					FECHA	NOMBRE	CHUMACERA GRANDE
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO	
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga	
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	
				ESPE-L		N : 03	
				ING. AUTOMOTRIZ		ESCALA: 1:2	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

3

4

5

6

7

8

G

F

F

E

E

D

D

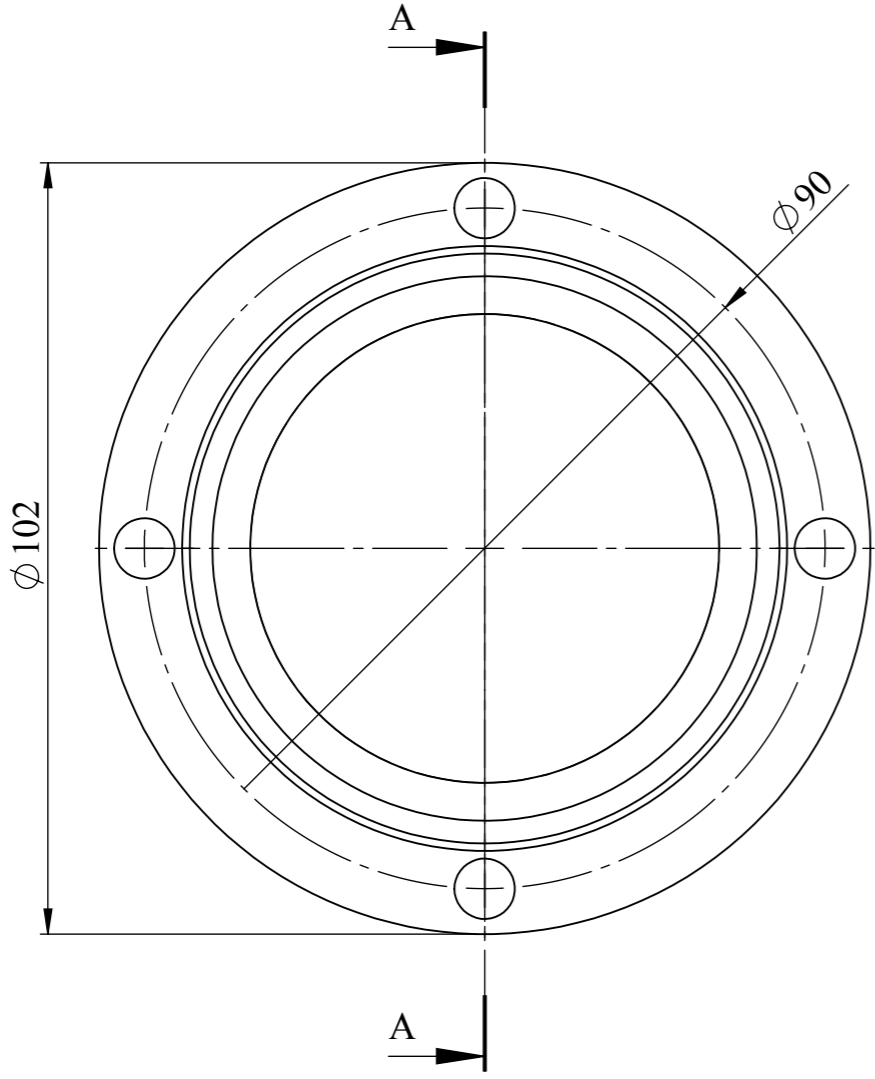
C

C

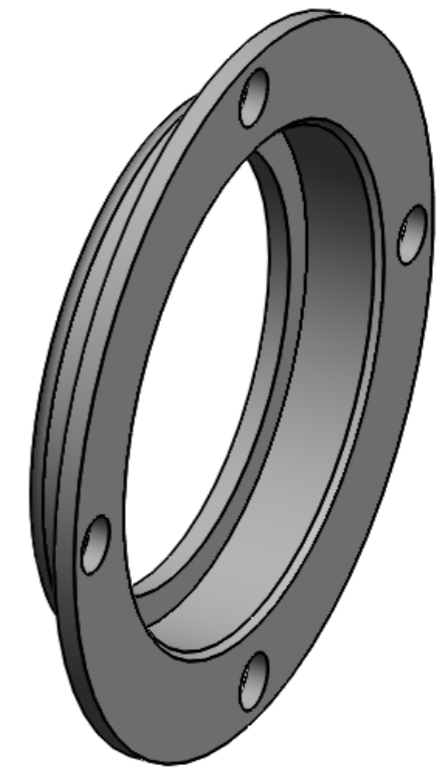
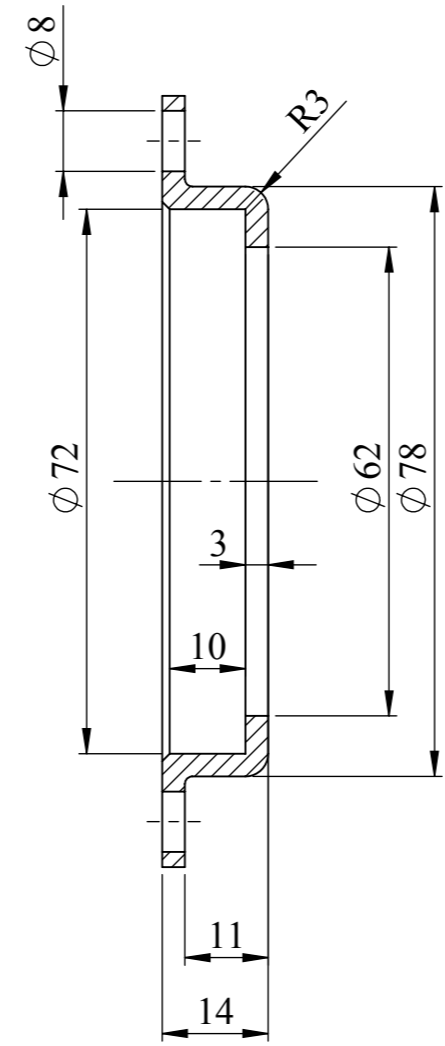
B

B

A



SECCIÓN A-A



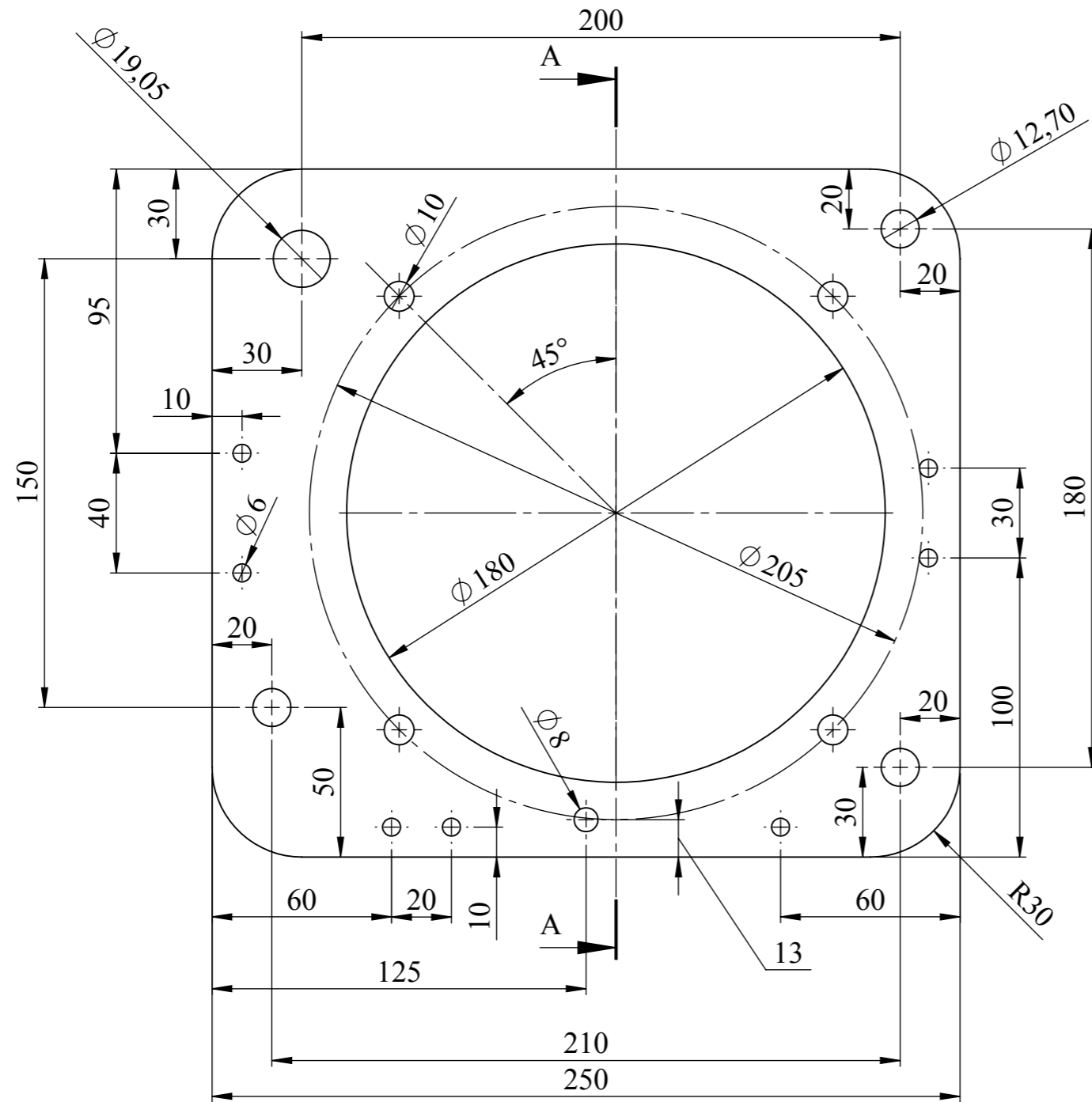
				TOLERANCIA 0.1	PESO 0.17 Kg	ACERO DE TRANSMISIÓN AISI 1020	
					FECHA	NOMBRE	CHUMACERA PEQUEÑA
				Dibujó	28/01/12	OJEDA PABLO	
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga	
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	ESCALA: 1:1
				ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ		N : 04	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				

1

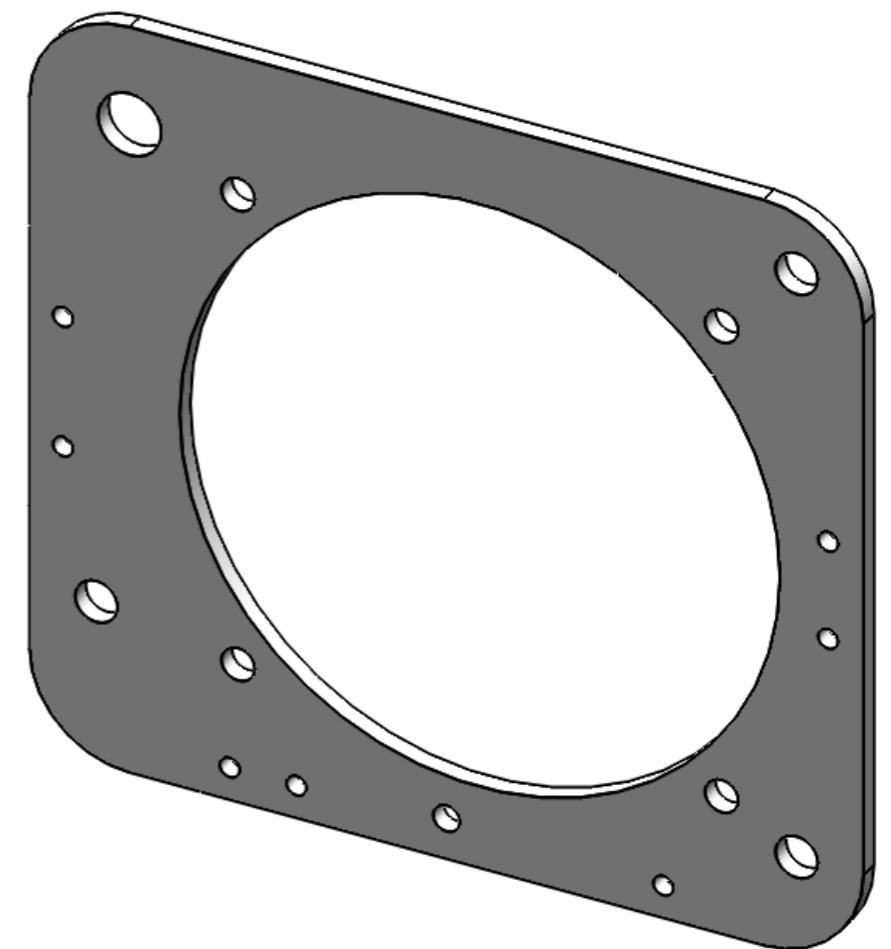
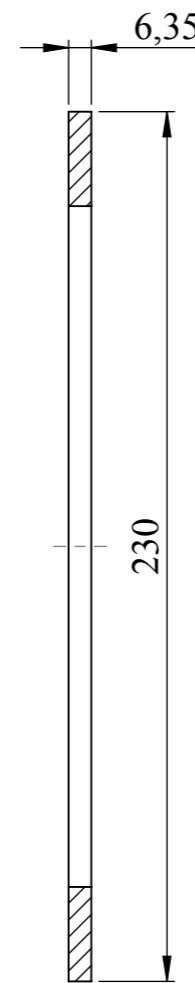
2

3

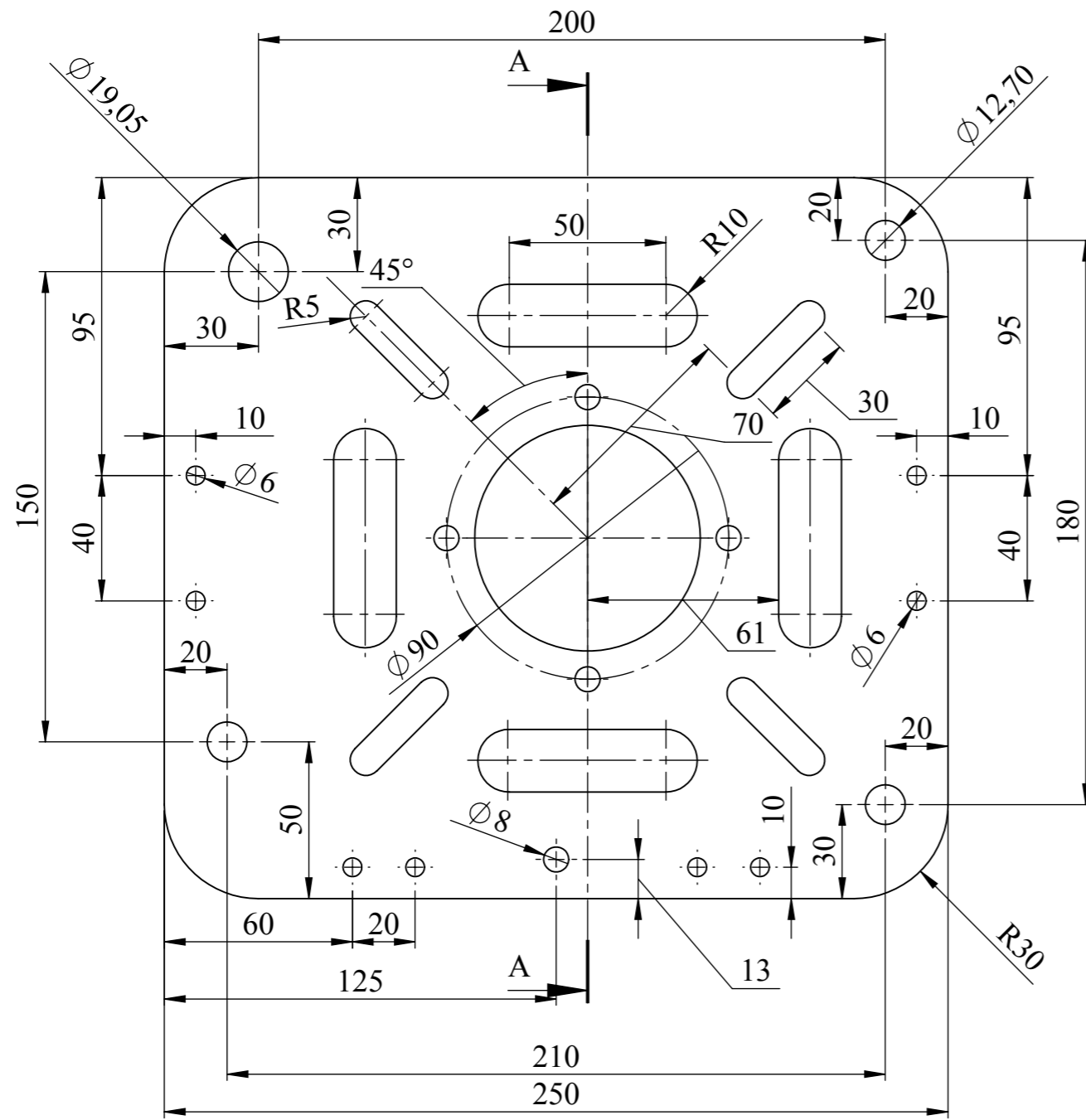
4



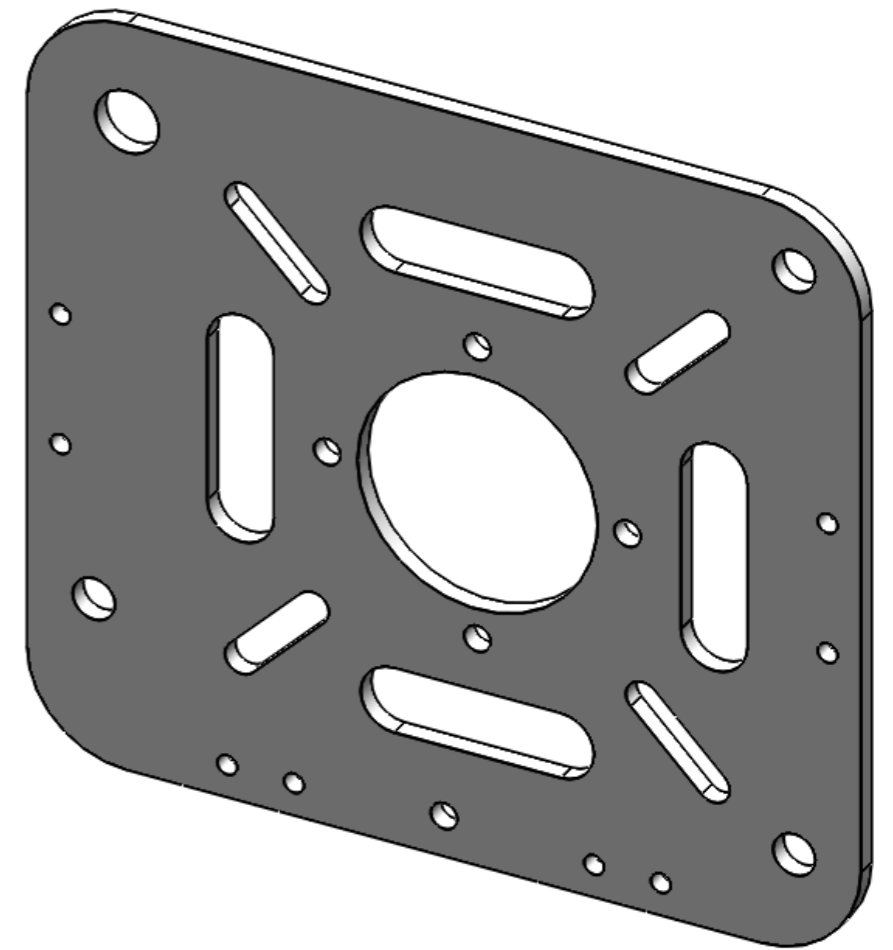
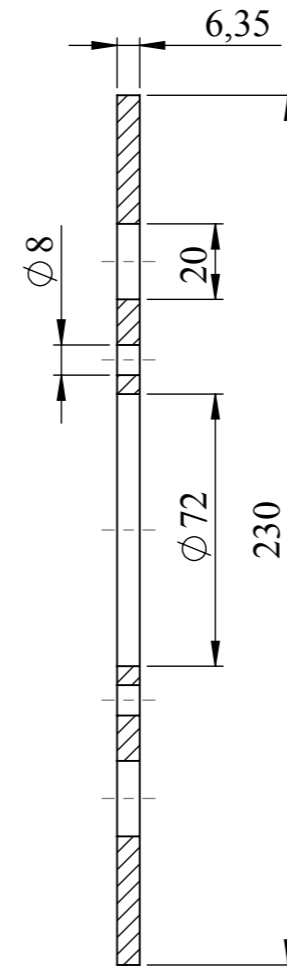
SECCIÓN A-A



				TOLERANCIA 0.1	PESO 0.51Kg	ALUMINIO 7075 - T6	
						TAPA DE RODAMIENTO GRANDE	ESCALA: 1:2
				FECHA	NOMBRE		
				Dibujó 25/01/12	OJEDA PABLO		
				Revisó 25/01/12	Ing. O. Arteaga		
				Aprobó 25/01/12	Ing. E. Mena		
				ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ		N : 05	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				



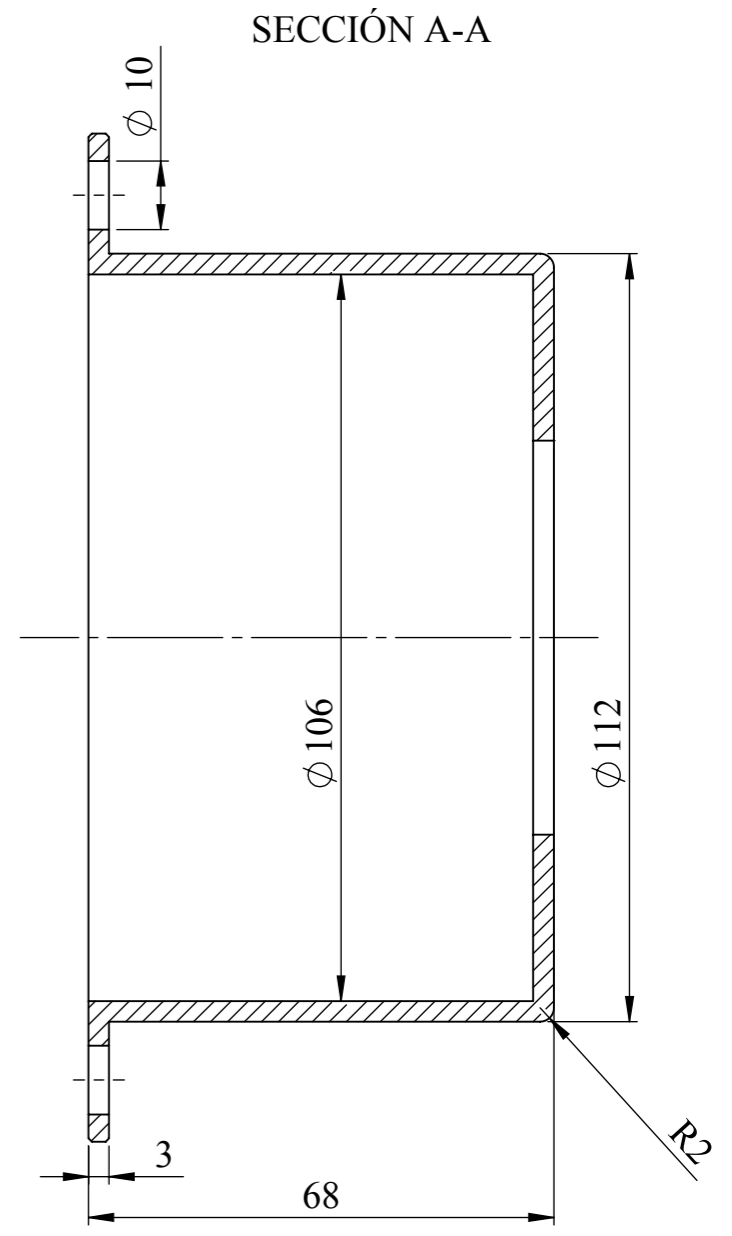
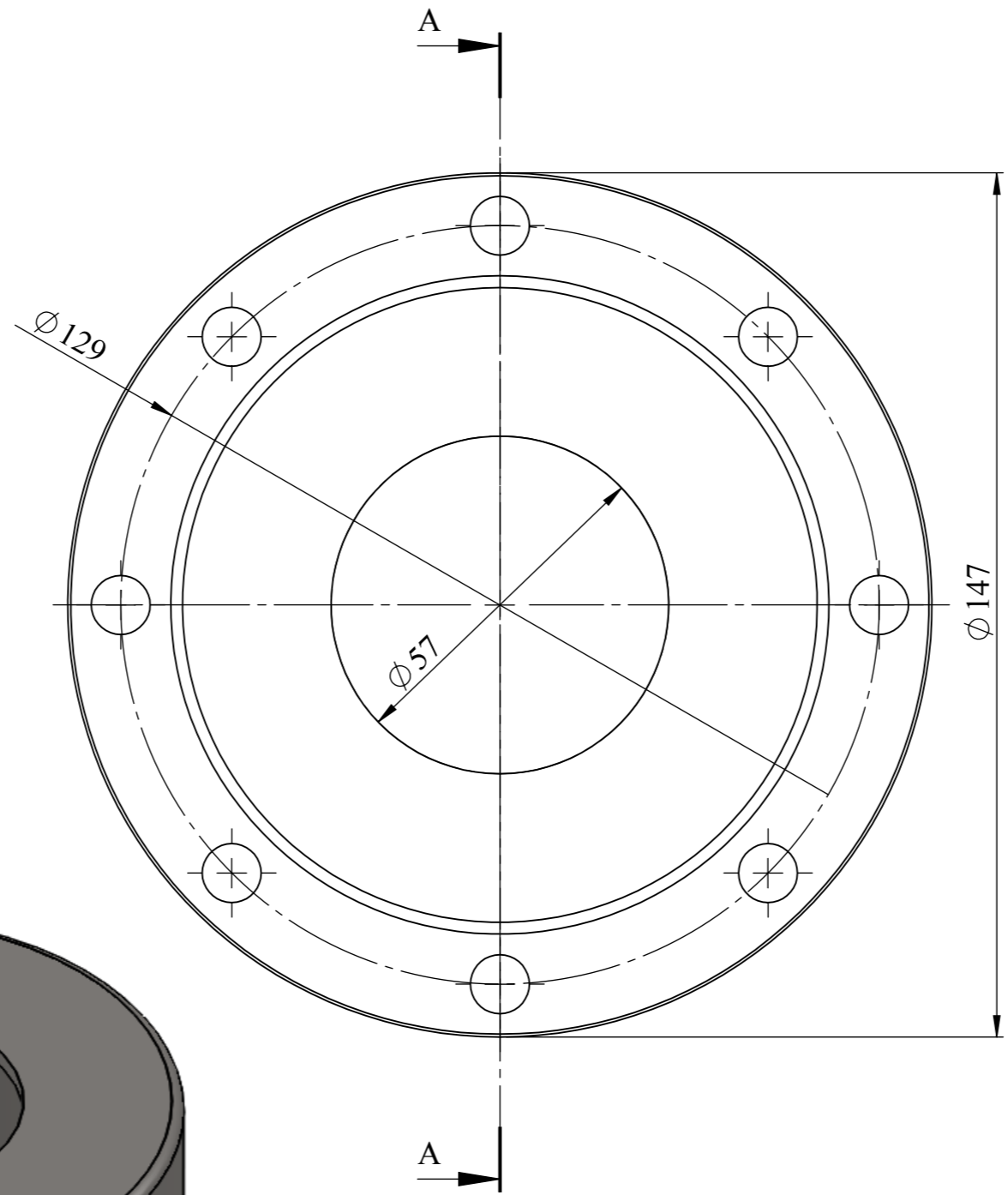
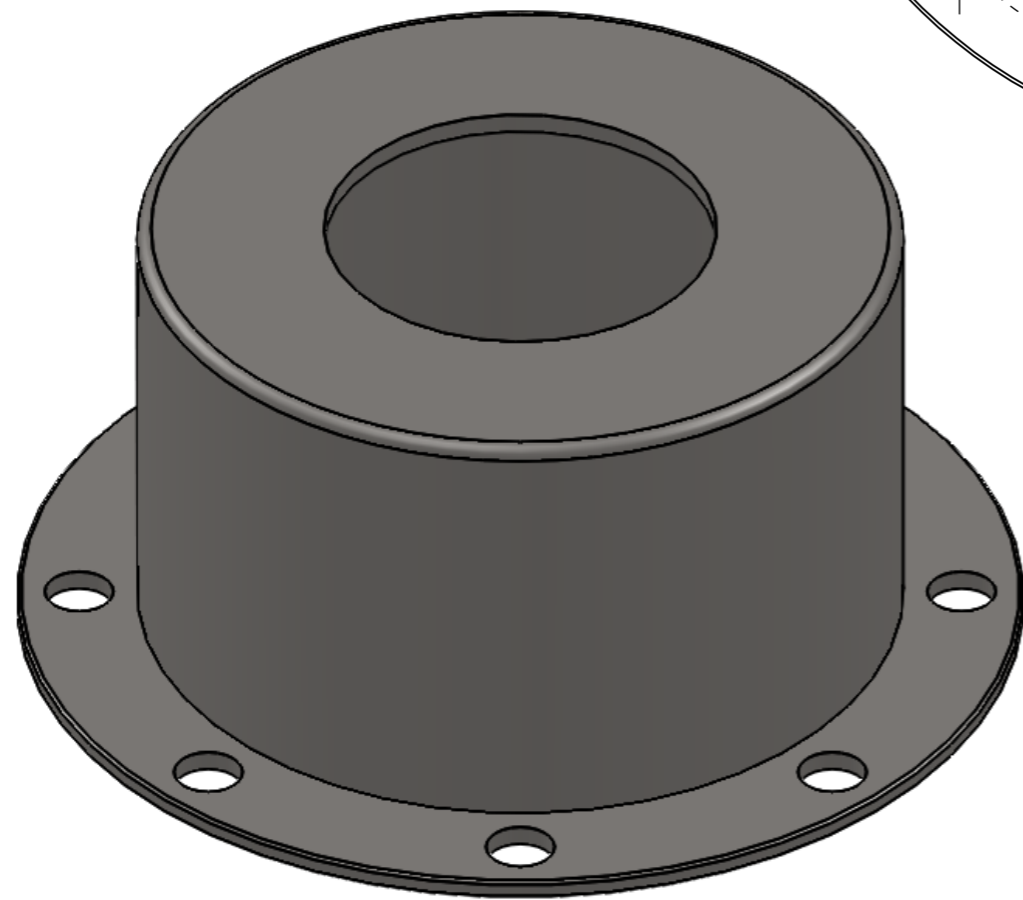
SECCIÓN A-A



				TOLERANCIA 0.1	PESO 0.76 Kg	ALUMINIO 7075 - T6	
						TAPA DE RODAMIENTO PEQUEÑO	ESCALA: 1:2
				FECHA	NOMBRE		
				Dibujó 25/01/12	OJEDA PABLO		
				Revisó 25/01/12	Ing. O. Arteaga		
				Aprobó 25/01/12	Ing. E. Mena		
				ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ		N : 06	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				

1 2 3 4 5 6 7 8

G F E D C B A



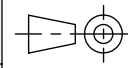
				TOLERANCIA	PESO
				0.1	0.82 Kg
				FECHA	NOMBRE
				Dibujó 25/01/12	OJEDA PABLO
				Revisó 21/01/12	Ing. O. Arteaga
				Aprobó 25/01/12	Ing. E. Mena
				ESPE-L	
				ING. AUTOMOTRIZ	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre		

ACERO INOXIDABLE

CARTER DEL DIFERENCIAL

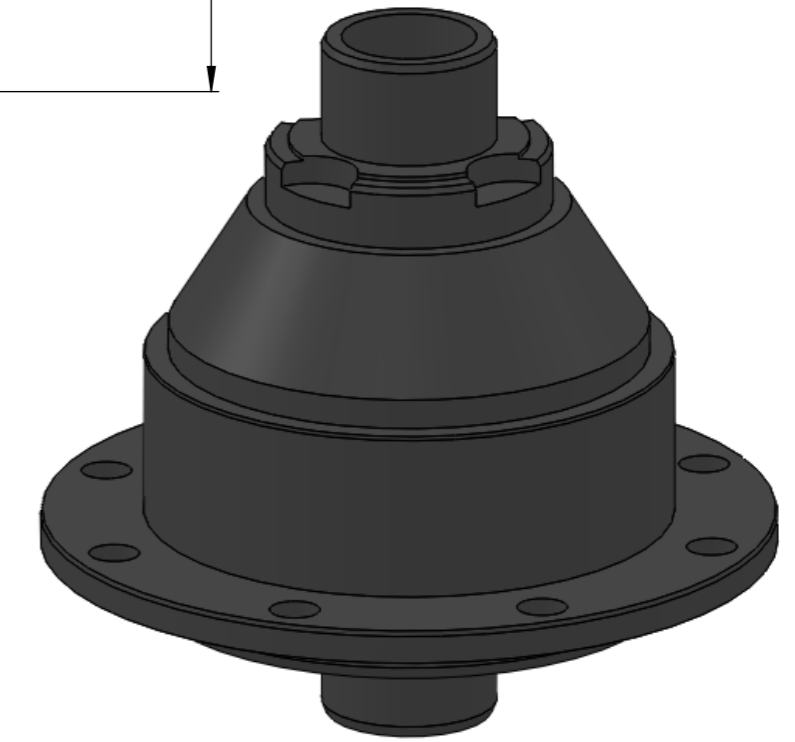
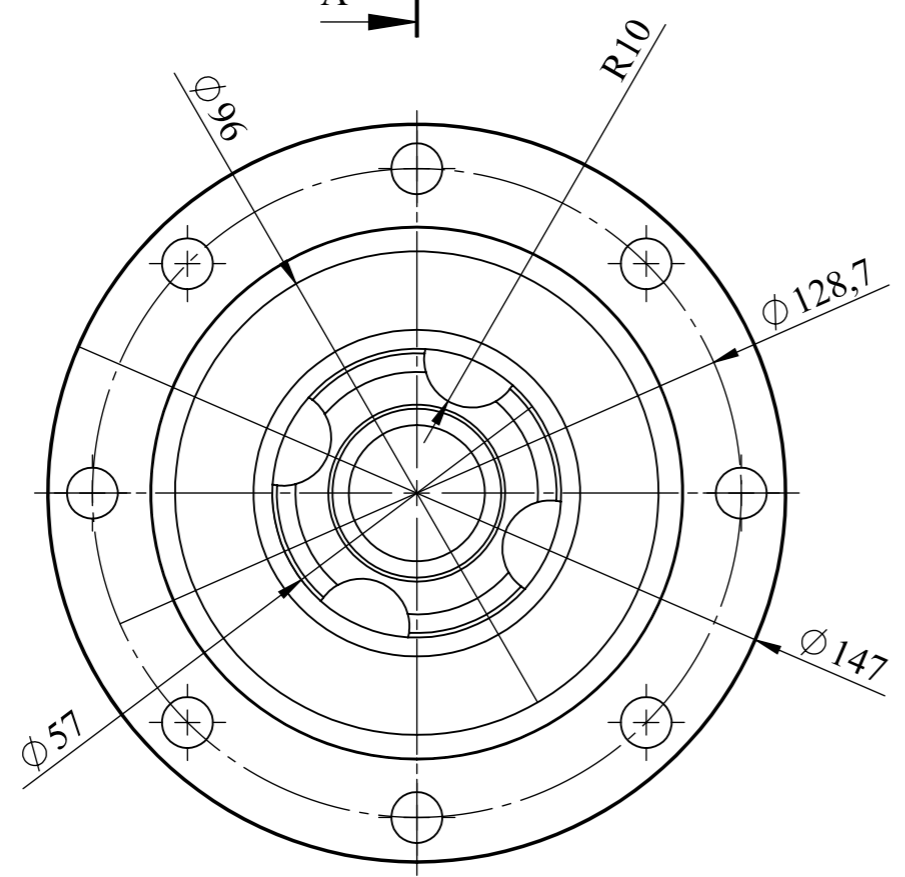
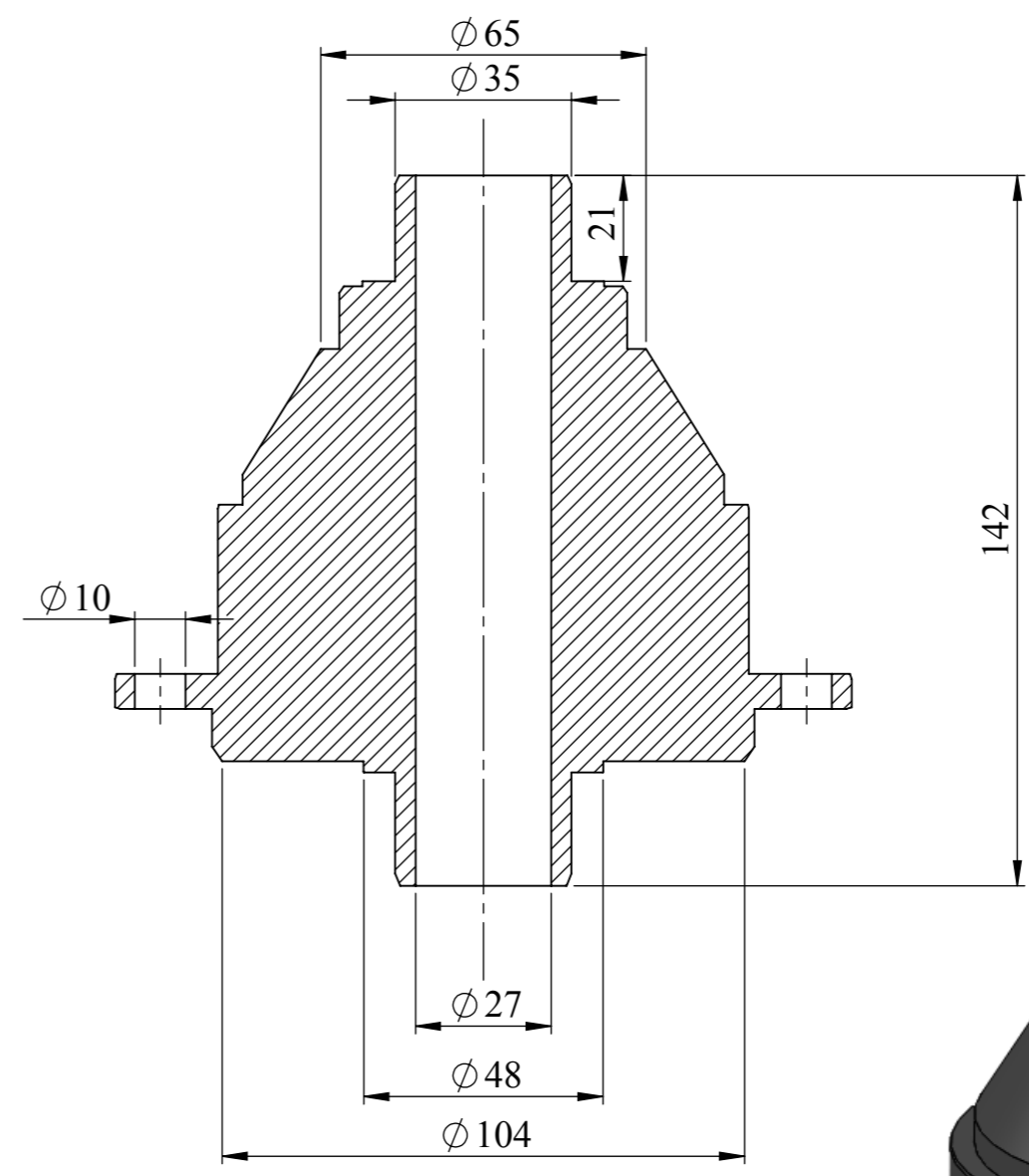
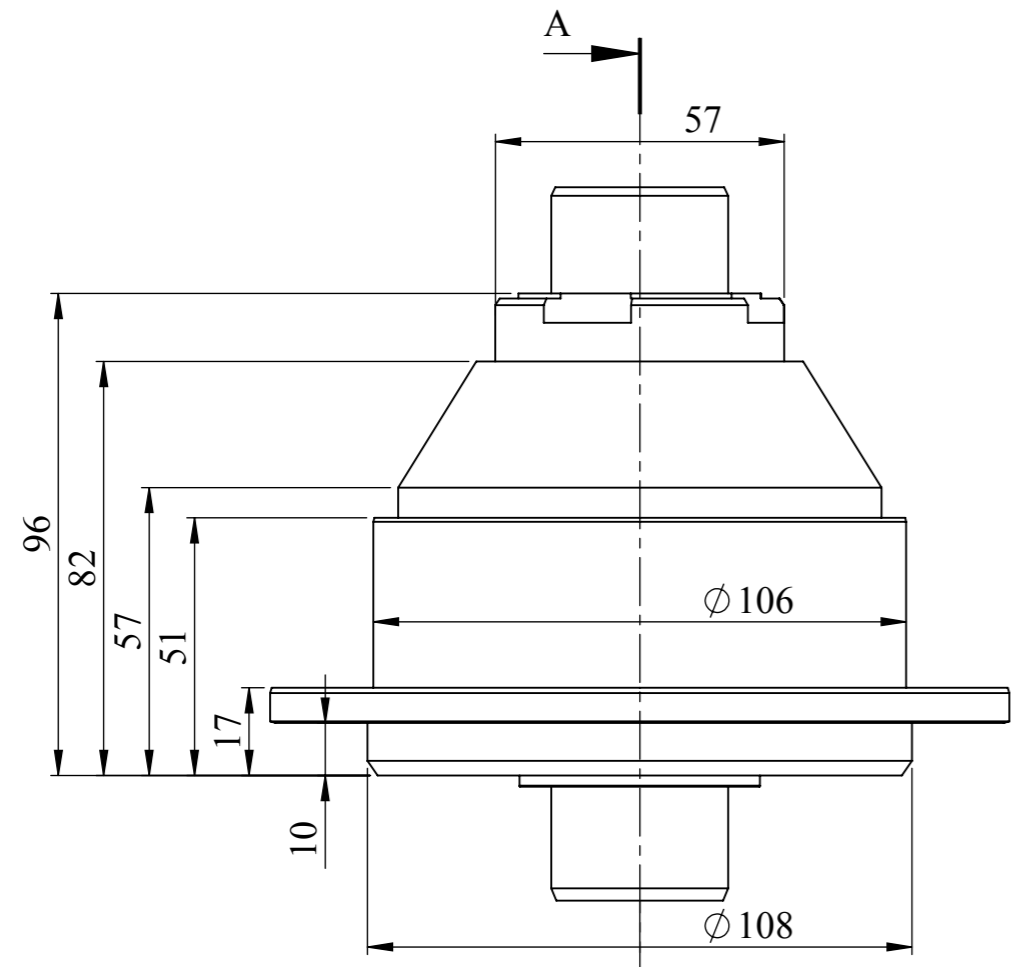
ESCALA:
1:1

N : 07



1 2 3 4

SECCIÓN A-A



				TOLERANCIA 0.1	PESO 5.3 Kg	ASTM A36 ACERO	
				FECHA	NOMBRE	DIFERENCIAL	ESCALA: 1:2
				Dibujó 25/01/12	OJEDA PABLO		
				Revisó 25/01/12	Ing. O. Arteaga		
				Aprobó 25/01/12	Ing. E. Mena	N : 08	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ			

1

2

3

4

F

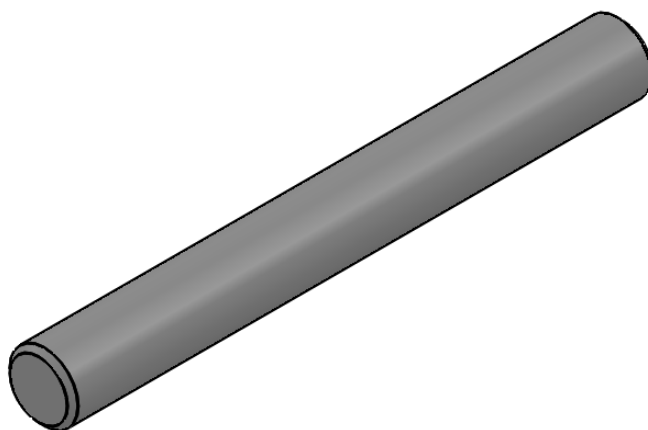
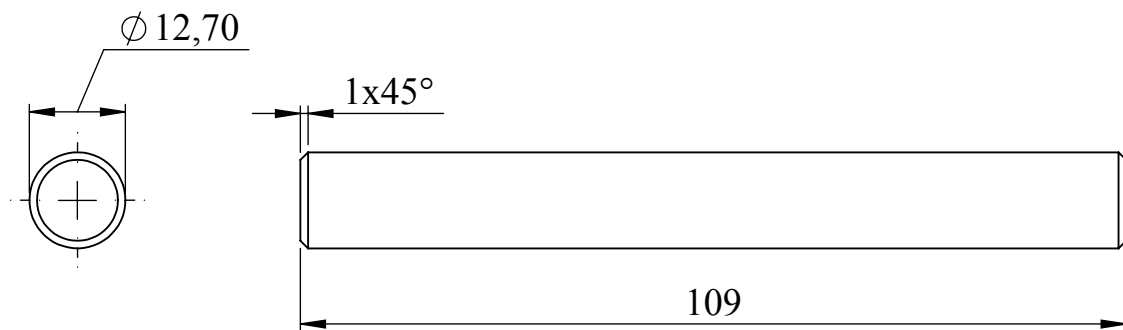
E

D

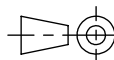
C

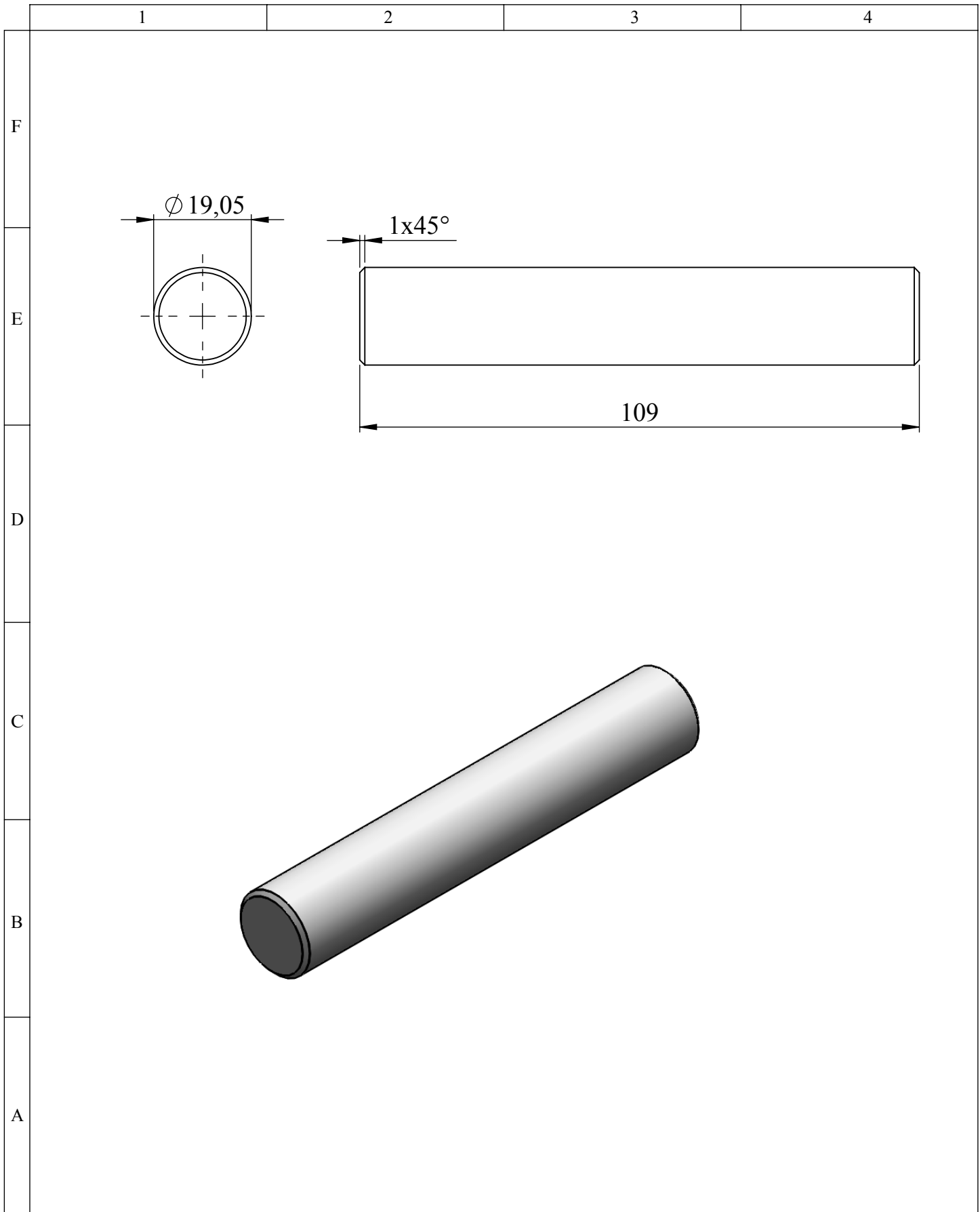
B

A

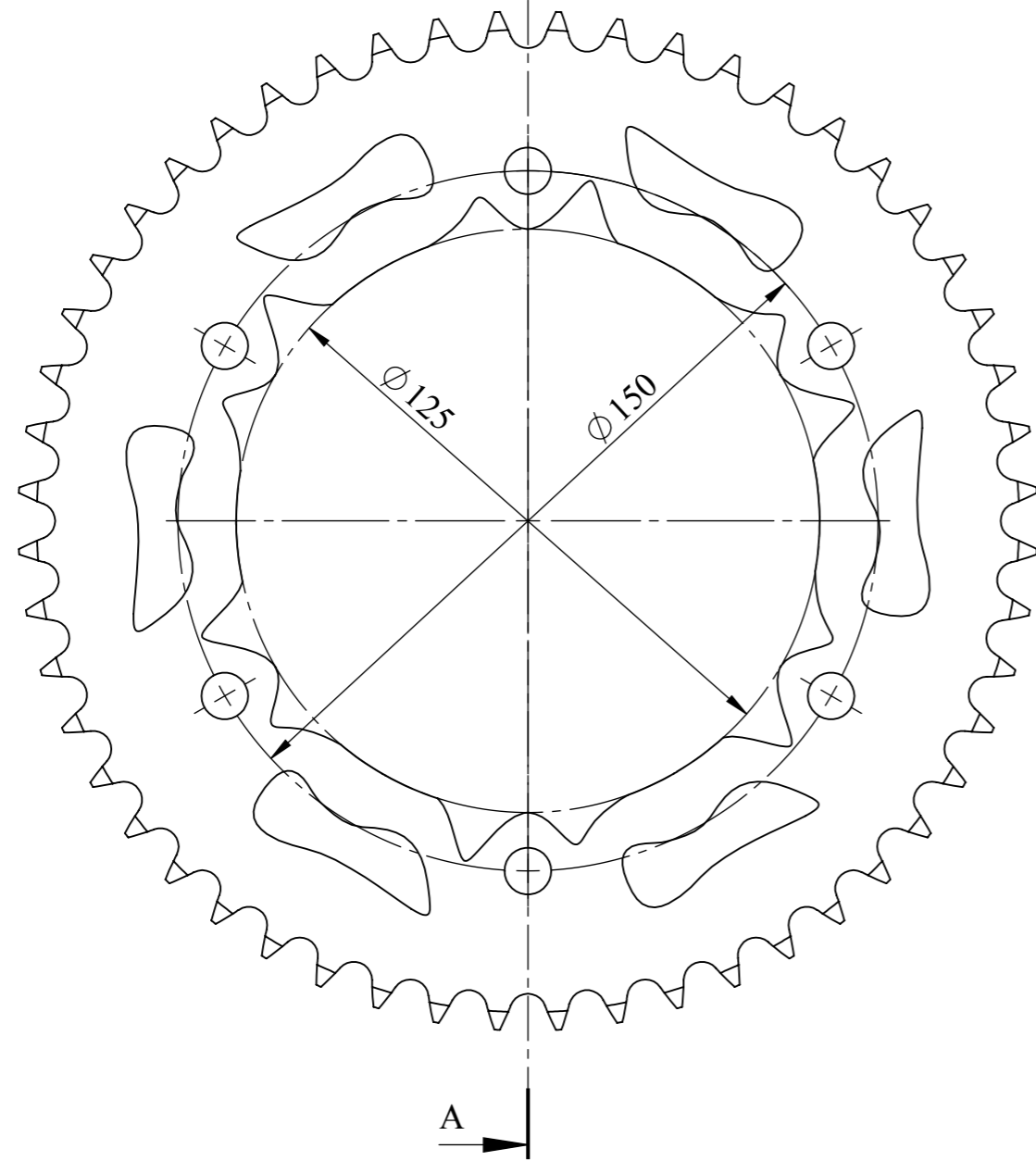


				TOLERANCIA	PESO	ALEACIÓN DE ALUMINIO 2024		
				0.1	0.04 Kg			
					FECHA	NOMBRE	TUBO DE MEDIA	
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO		
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga		
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena		
				ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ			N : 09	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre					

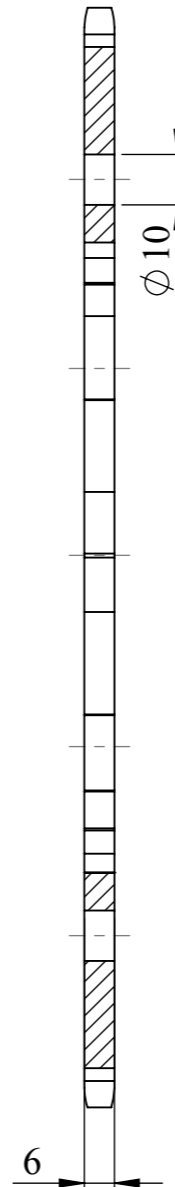




				TOLERANCIA	PESO	ALEACIÓN DE ALUMINIO 2024			
				0.1	0.09 Kg				
					FECHA	NOMBRE	TUBO DE TRES CUARTOS		ESCALA: 1:1
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO			
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga			
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena			
				ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ			N : 10		
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre						



SECCIÓN A-A



Datos Catalina:

Paso: $p = 25.4 \text{ mm}$.
 Número de Dientes: 52 Dientes
 Número de Catalina: ANSI 80 (ISO 606)

				TOLERANCIA	PESO	ALUMINIO 70750 - T6	
				0.1	0.104 Kg		
					FECHA	NOMBRE	CATALINA O SPROCKET
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO	
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga	
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	
				ESPE-L		N : 11	ESCALA: 1:2
				ING. AUTOMOTRIZ			
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

3

4

F

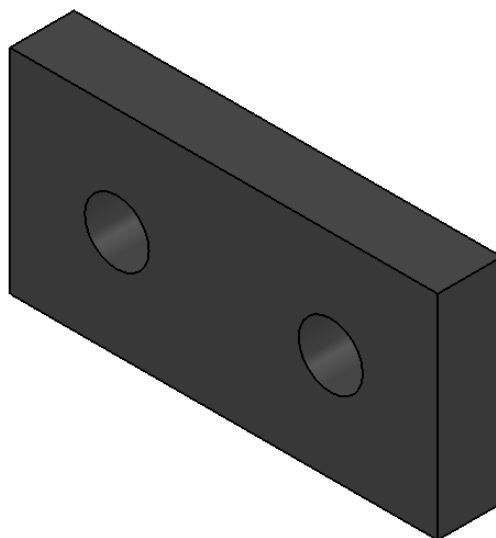
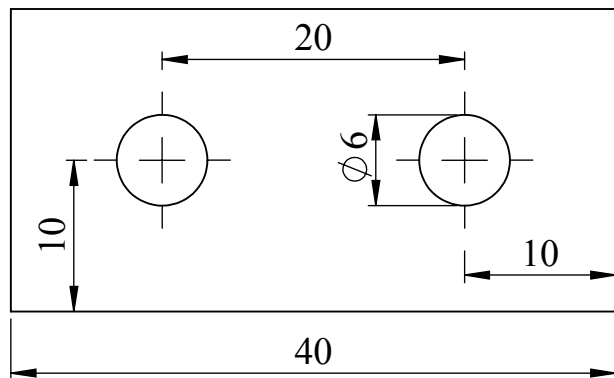
E

D

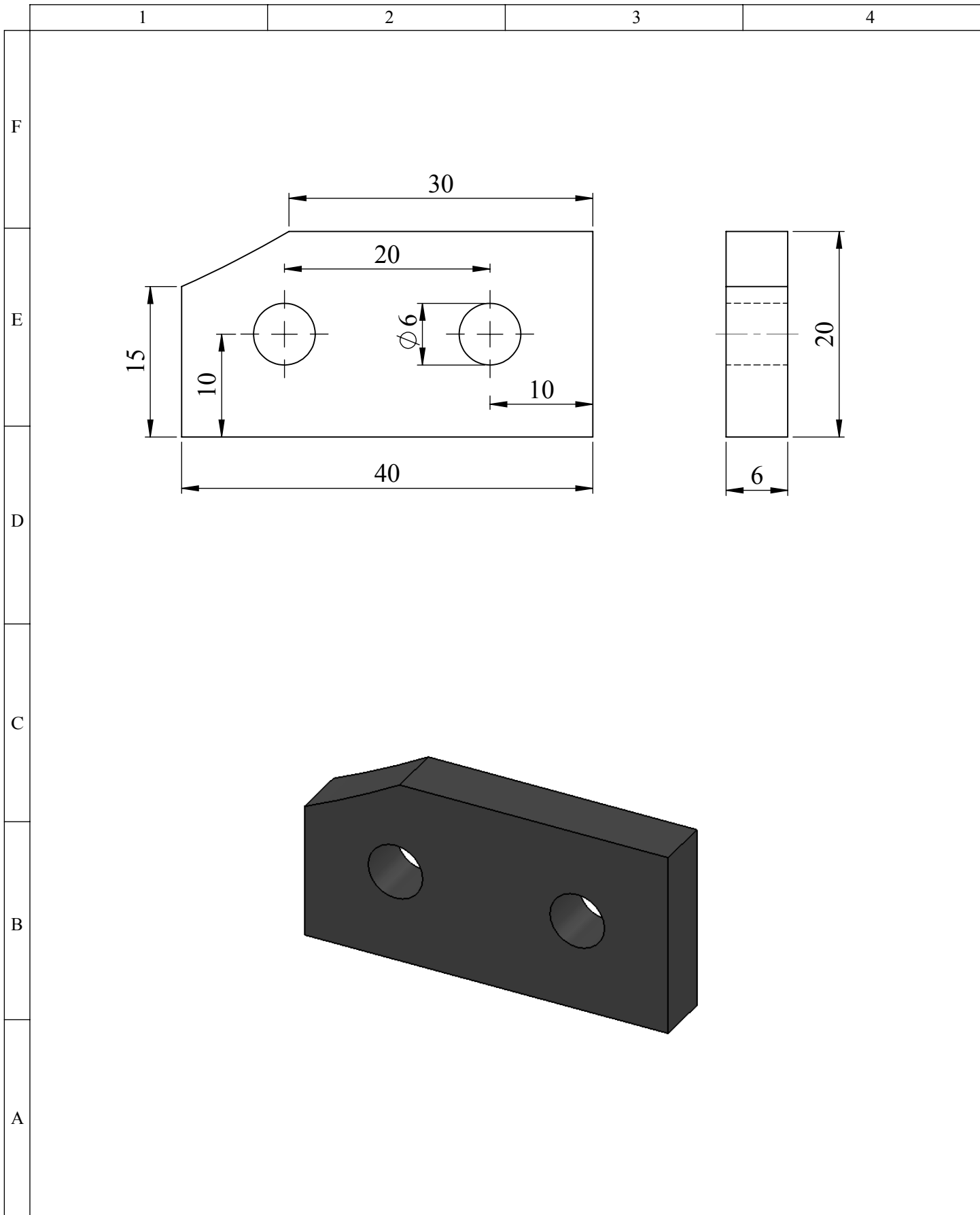
C

B

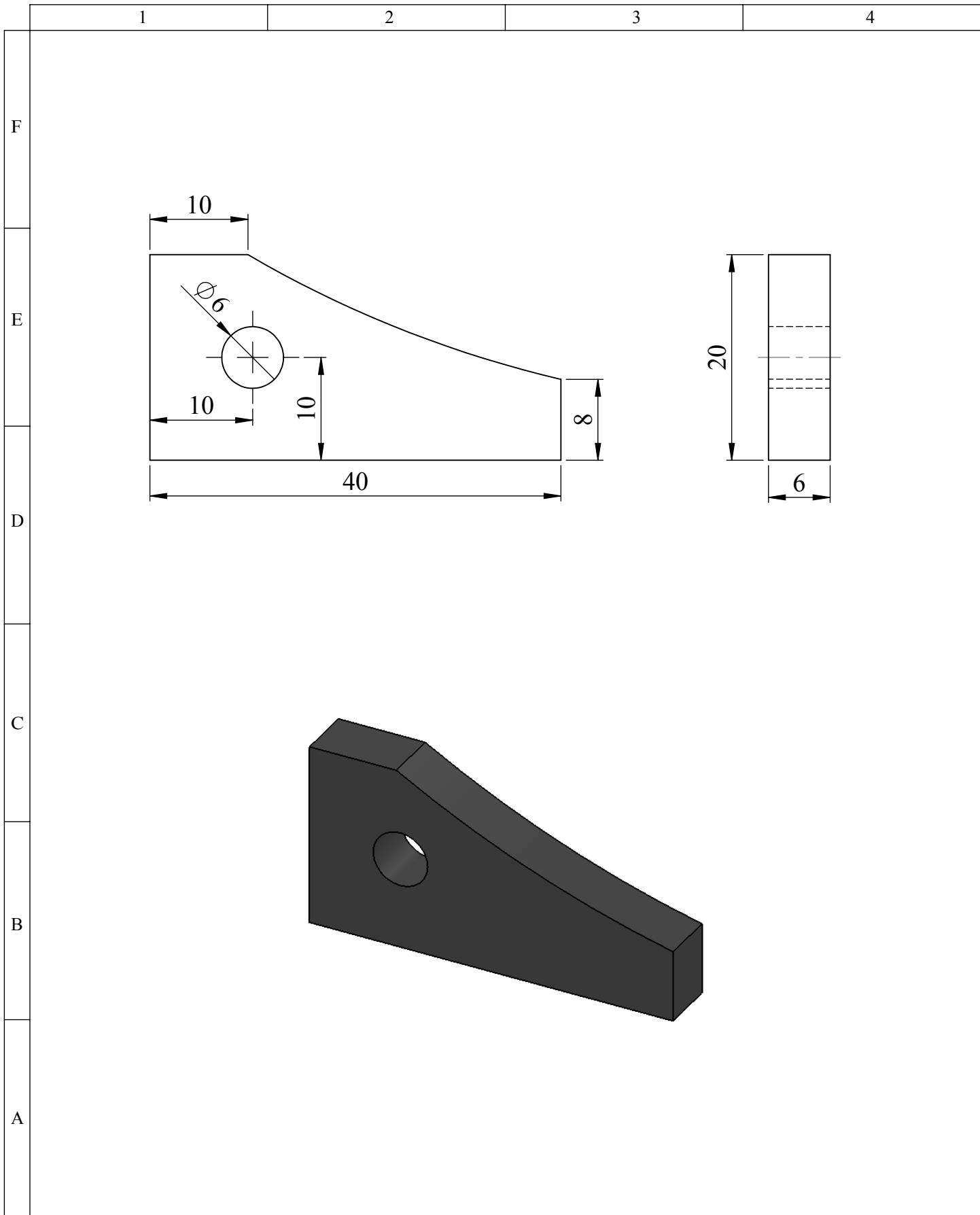
A



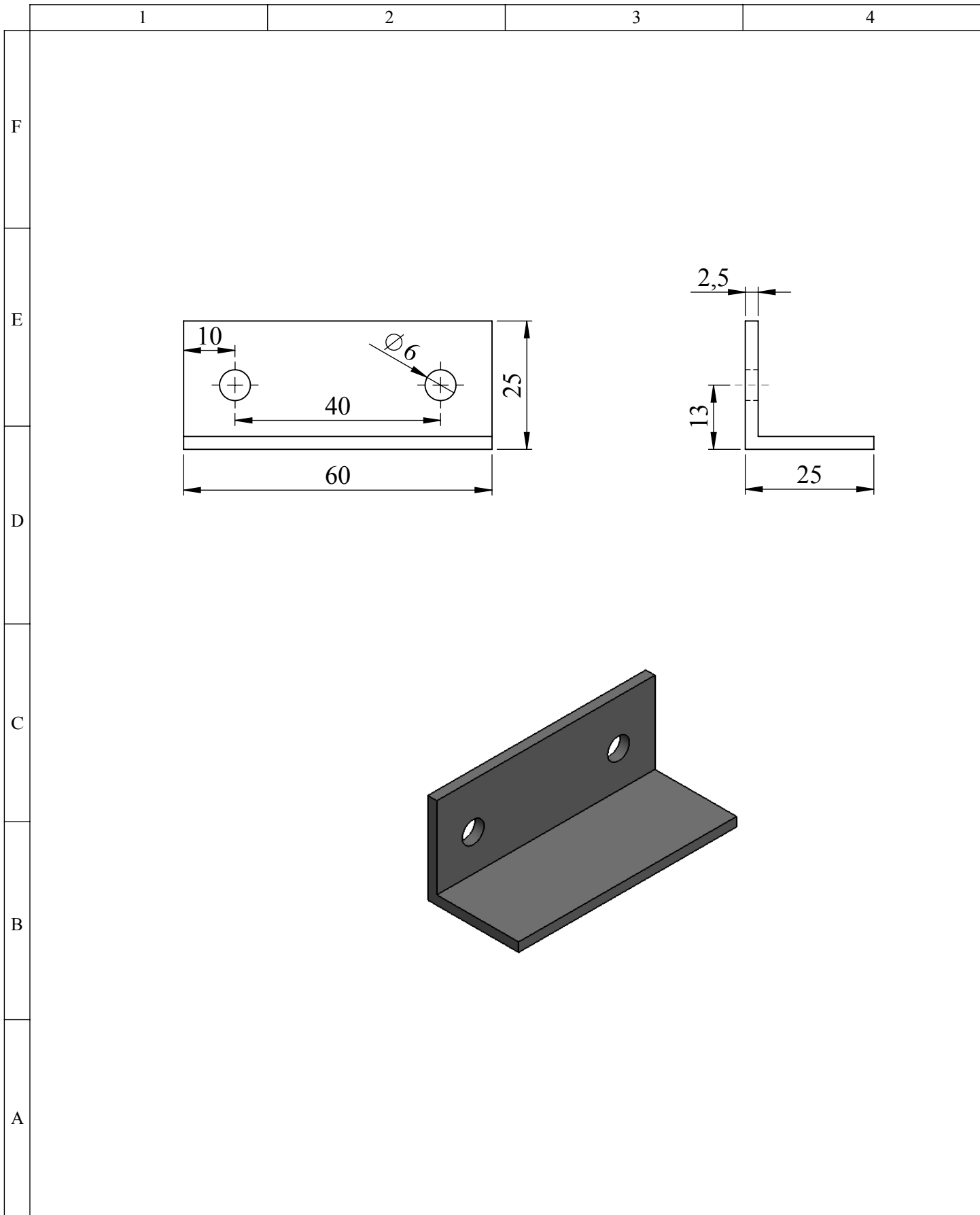
				TOLERANCIA	PESO	ACERO AISI 1020	
				0.1	0.035 Kg		
					FECHA	NOMBRE	REFUERZO 1
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO	
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga	
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	
				ESPE-L			N : 12
				ING. AUTOMOTRIZ			
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				ESCALA: 2:1



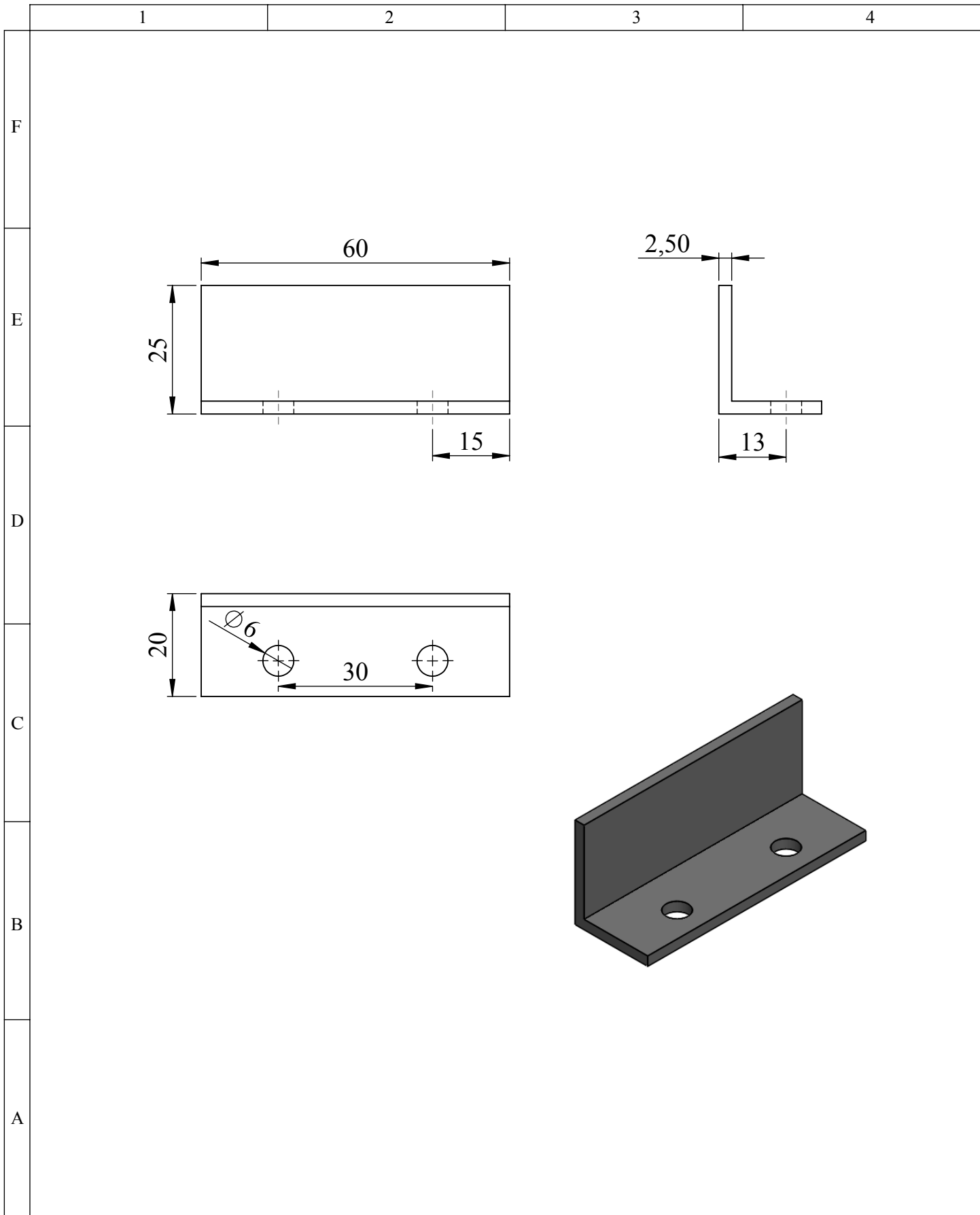
				TOLERANCIA 0.1	PESO 0.034 Kg	ACERO AISI 1020	
					FECHA	NOMBRE	REFUERZO 2
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO	
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga	
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	
				ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ		N : 13	ESCALA: 2:1
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				



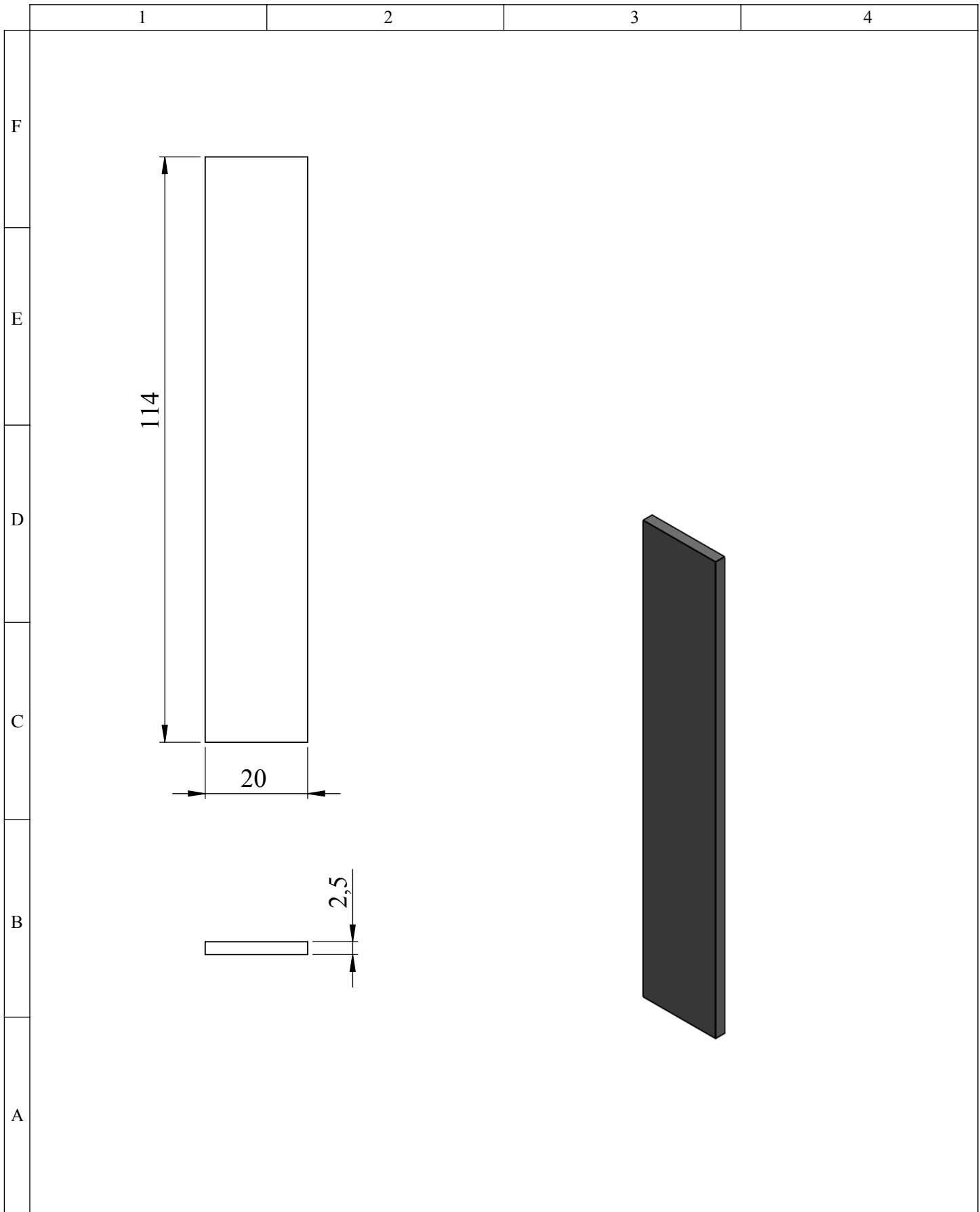
				TOLERANCIA 0.1	PESO 0.027 Kg	ACERO AISI 1020	
					FECHA	NOMBRE	REFUERZO 3
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO	
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga	
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	
				ESPE-L		N : 14	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	ING. AUTOMOTRIZ			



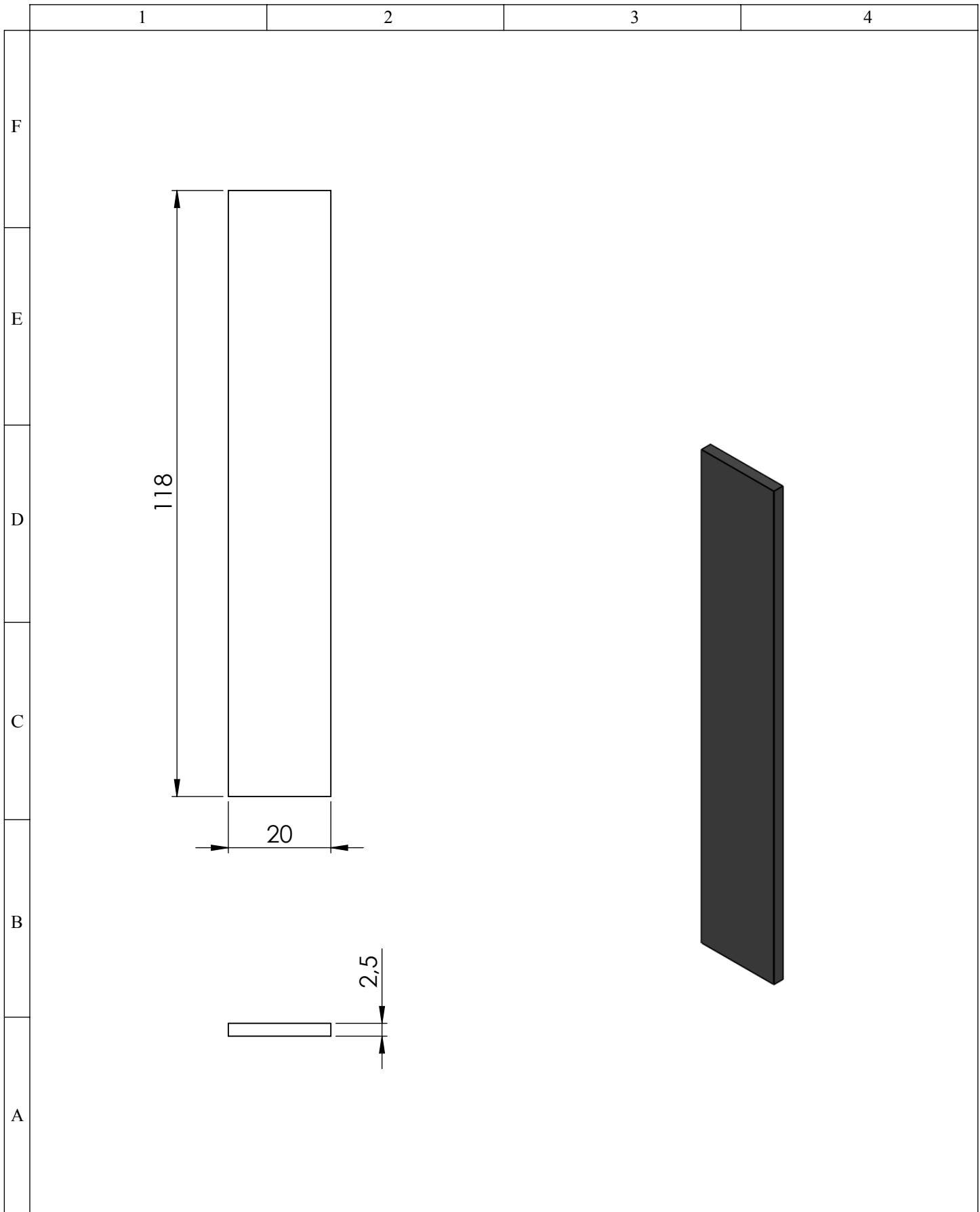
				TOLERANCIA	PESO	ACERO AISI 1020			
				0.1	0.055 Kg				
					FECHA	NOMBRE	REFUERZO 4		ESCALA:
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO			1:1
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga			
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena			
				ESPE-L			N : 15		
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	ING. AUTOMOTRIZ					



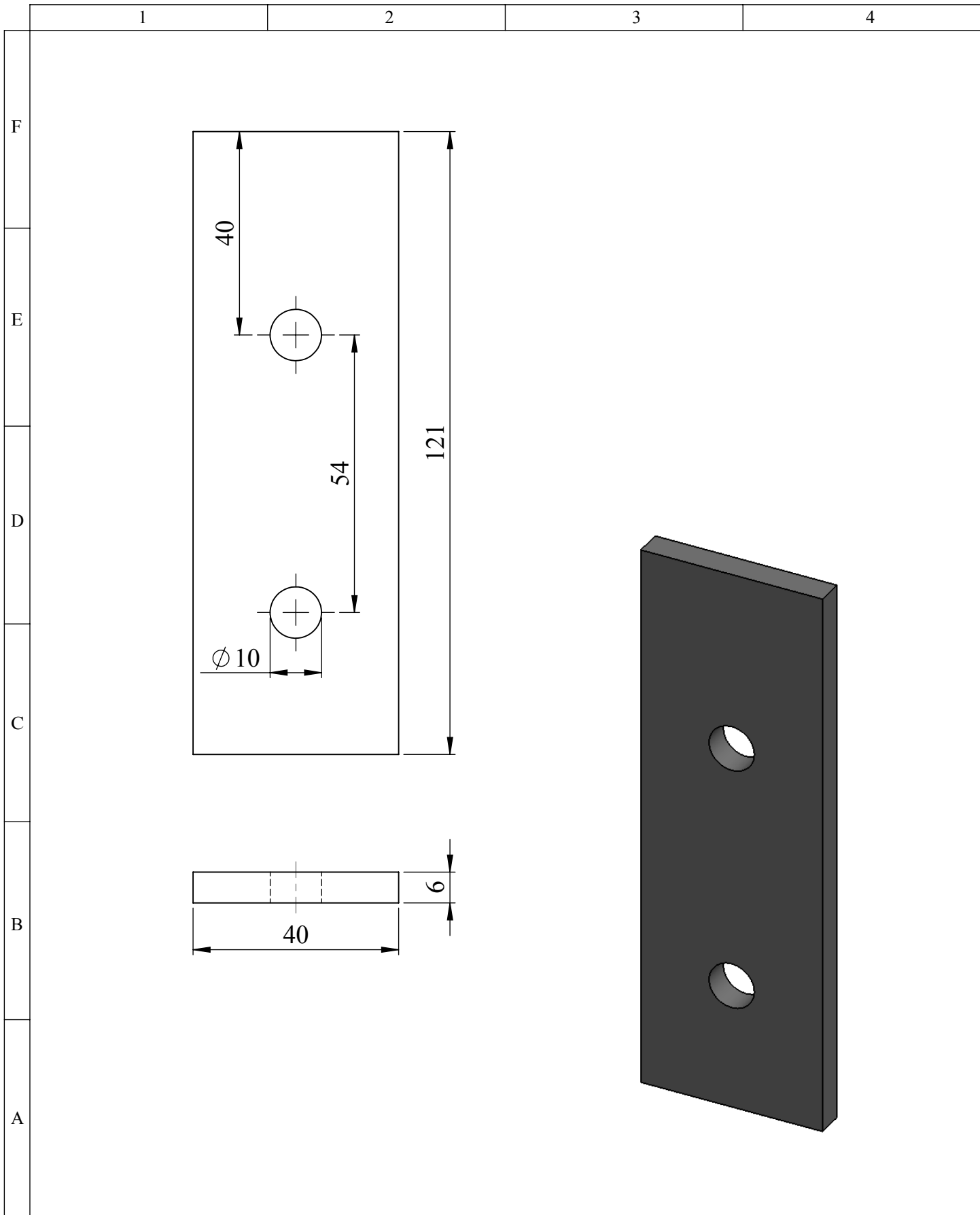
				TOLERANCIA 0.1	PESO 0.049 Kg	ACERO AISI 1020	
						REFUERZO 5	ESCALA: 1:1
						N : 16	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ			



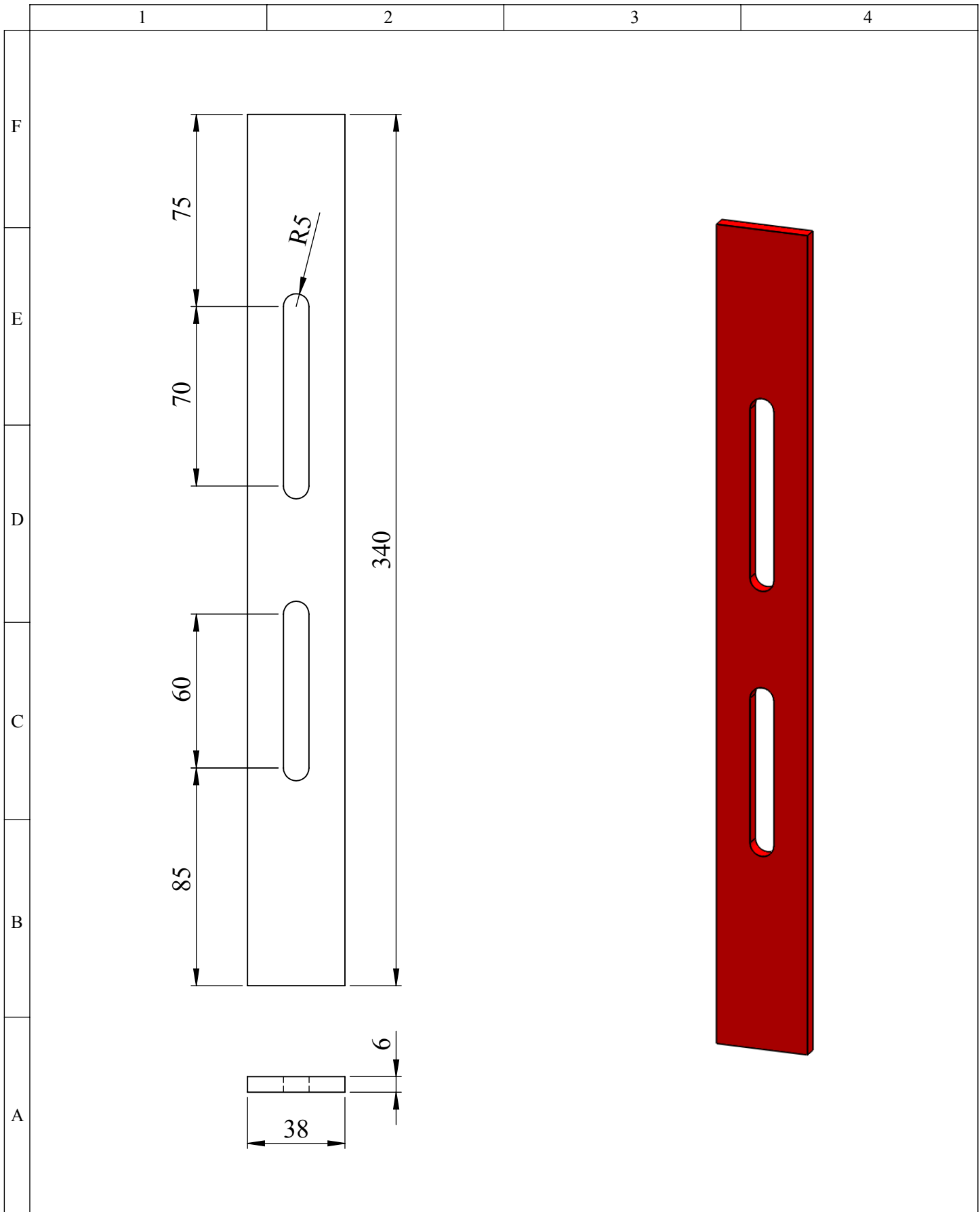
				TOLERANCIA	PESO	ACERO AISI 1020	
				0.1	0.045 Kg		
					FECHA	NOMBRE	REFUERZO 6
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO	
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga	
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	
				ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ			N : 17
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				
							ESCALA: 1:1



					TOLERANCIA 0.1	PESO 0.047 Kg	ACERO AISI 1020		
							REFUERZO 7	ESCALA: 1:1	
							N : 18		
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ					



				TOLERANCIA	PESO	ACERO AISI 1020	
				0.1	0.22 Kg		
					FECHA	NOMBRE	SUJECIÓN CAJA DE TRANSMISIÓN
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO	
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga	
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	
				ESPE-L			N : 19
				ING. AUTOMOTRIZ			
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				ESCALA: 1:1

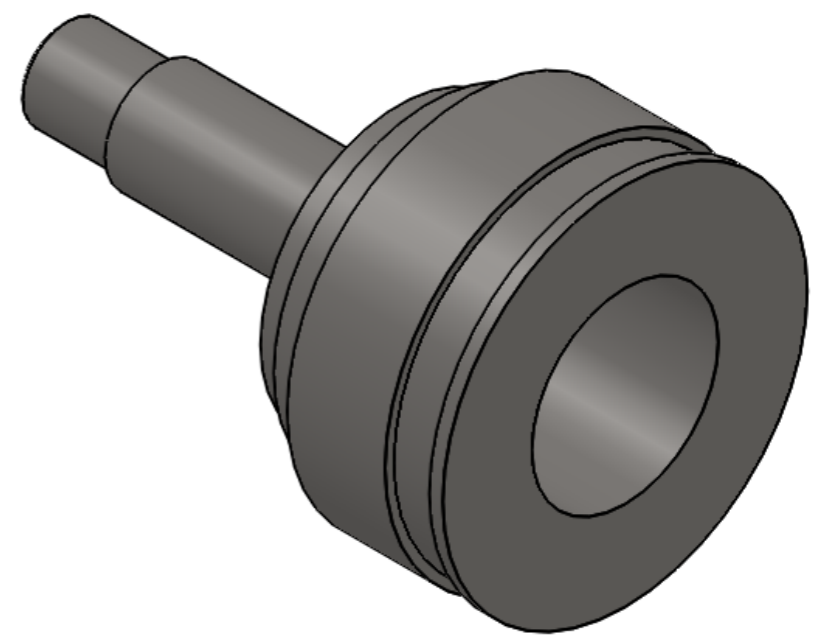
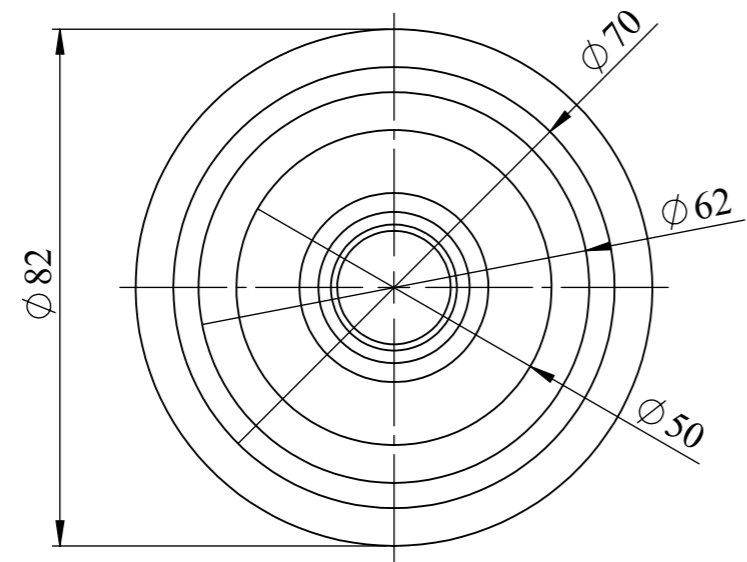
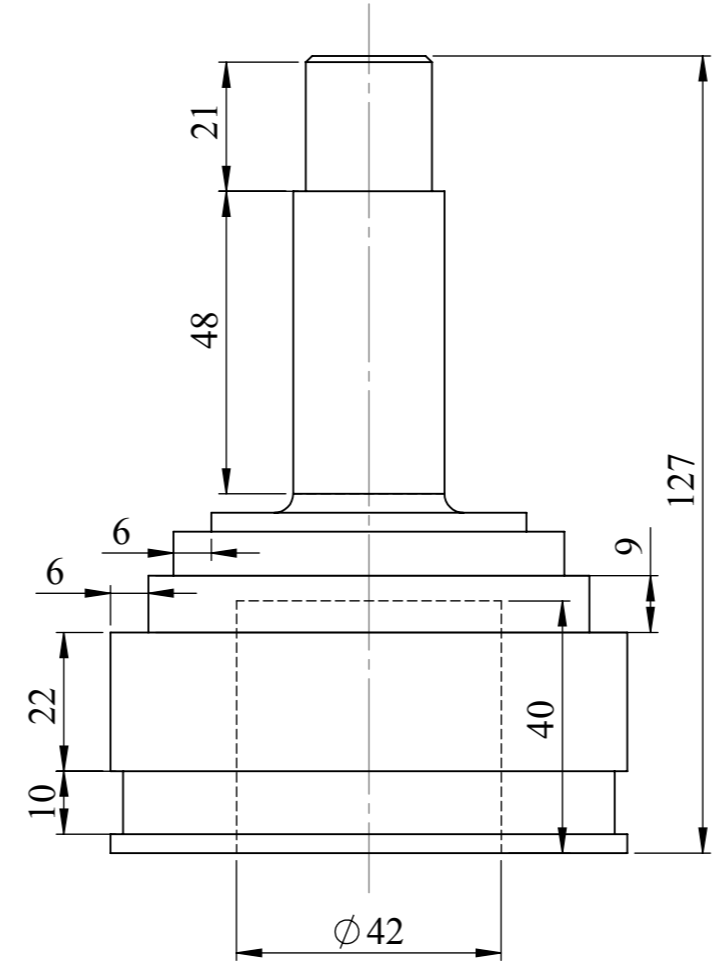
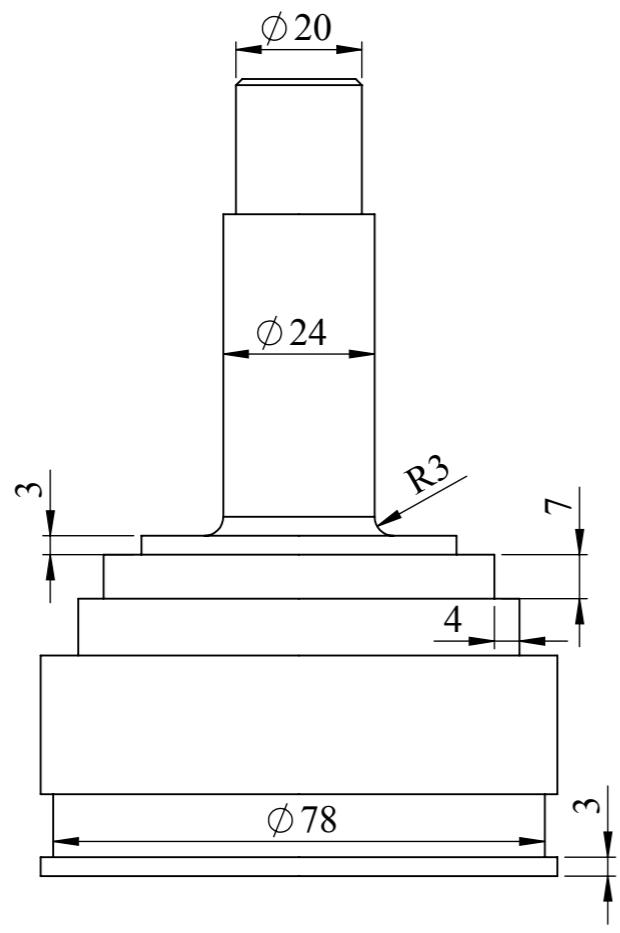


				TOLERANCIA 0.1	PESO 0.54 Kg	ACERO AISI 1020	
					FECHA	NOMBRE	SUJECIÓN CON CHASIS
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO	
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga	
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	ESCALA: 1:2
				ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ		N : 20	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				

1 2 3 4 5 6 7 8

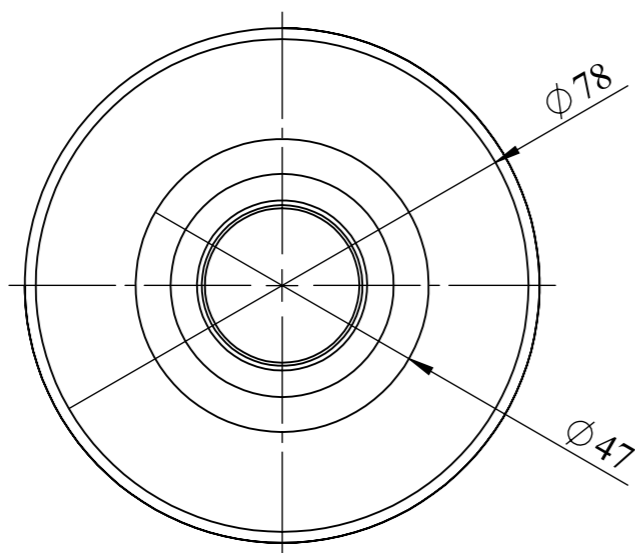
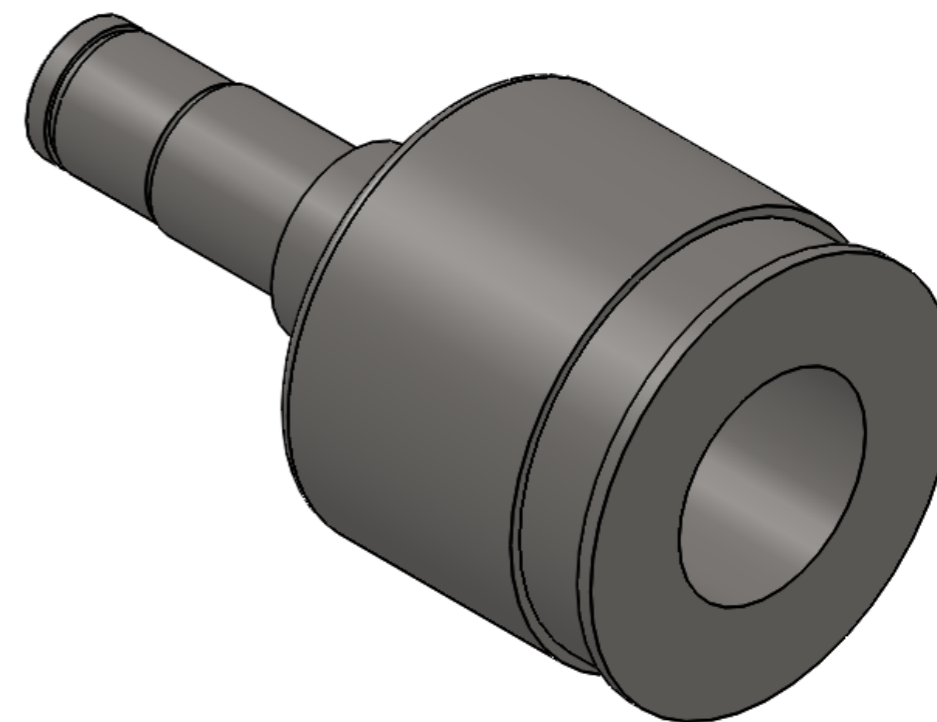
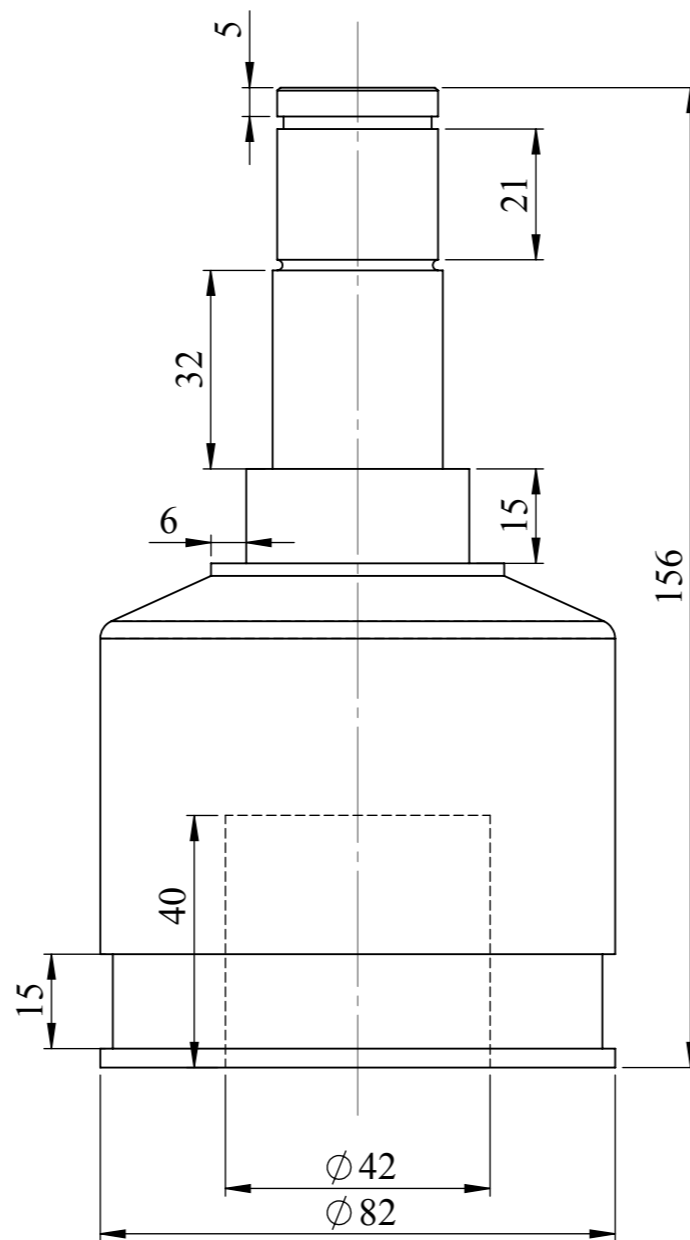
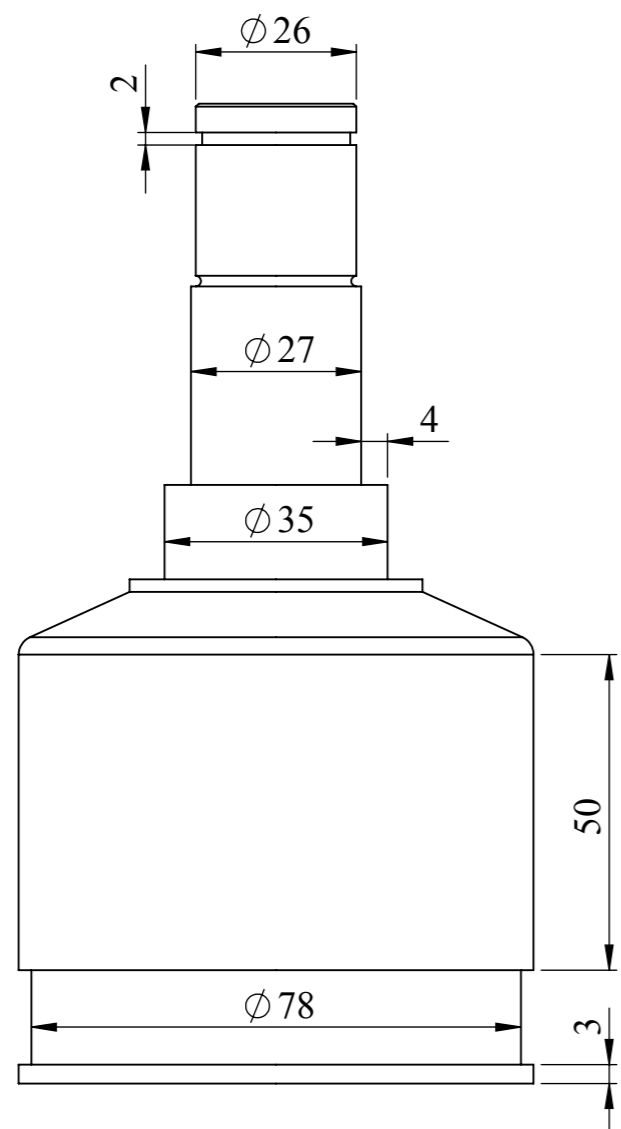
G
F
E
D
C
B
A

F
E
D
C
B
A

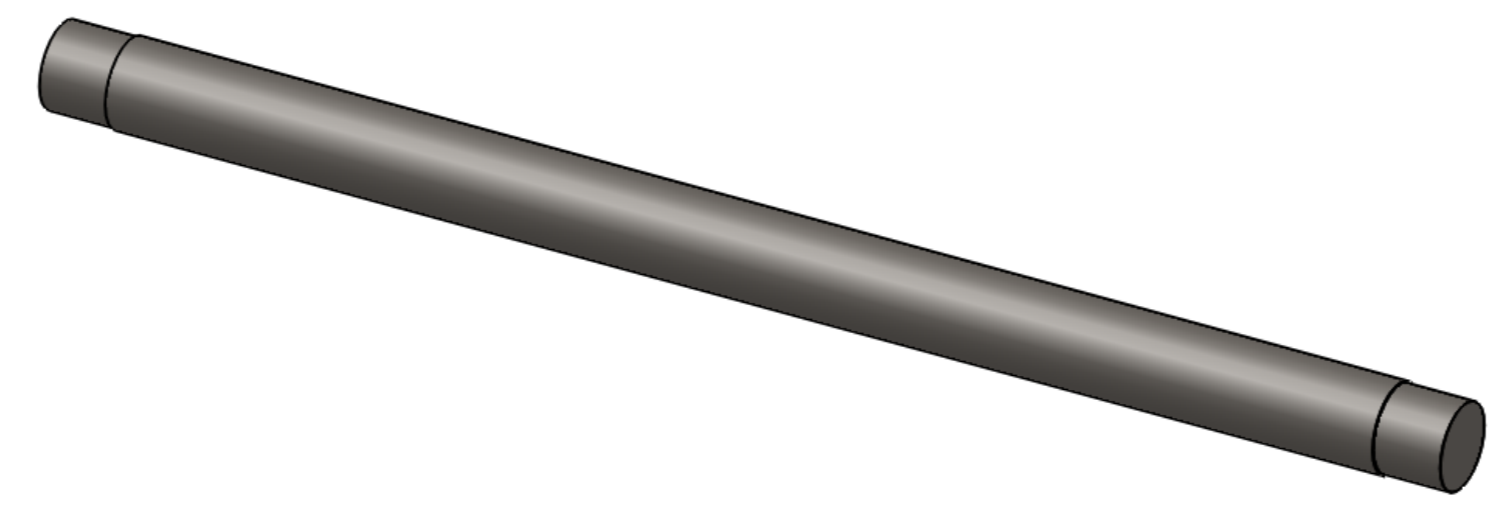
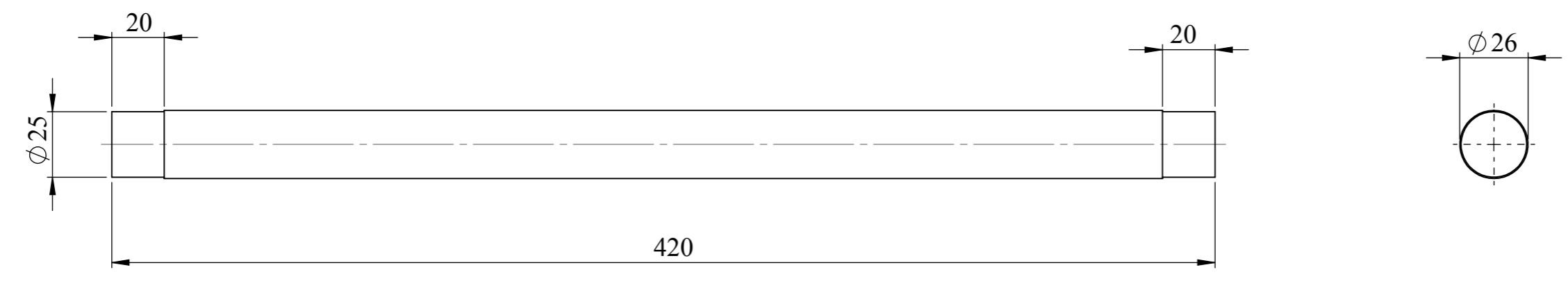


				TOLERANCIA	PESO	ACERO AISI 1020	
				0.1	1.71 Kg		
				FECHA	NOMBRE	JUNTA HOMOCINETICA DE LA MANZANA DE LA RUEDA	ESCALA: 1:1
				Dibujó 25/01/12	OJEDA PABLO		
				Revisó 25/01/12	Ing. O. Arteaga		
				Aprobó 25/01/12	Ing. E. Mena	N : 21	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ			

1 2 3 4



					TOLERANCIA 0.1	PESO 3.01 Kg	ACERO AISI 1020	
							JUNTA HOMOCINETICA DEL DIFERENCIAL	ESCALA: 1:1
					FECHA	NOMBRE		
					Dibujó 25/01/12	OJEDA PABLO		
					Revisó 25/01/12	Ing. O. Arteaga		
					Aprobó 25/01/12	Ing. E. Mena		
					ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ		N : 22	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre					



				TOLERANCIA 0.1	PESO 1.74 Kg	ACERO LAMINADO EN FRÍO AISI 1020	
					FECHA	NOMBRE	SEMIEJE
				Dibujó	25/01/12	OJEDA PABLO	
				Revisó	25/01/12	Ing. O. Arteaga	
				Aprobó	25/01/12	Ing. E. Mena	
				ESPE-L ING. AUTOMOTRIZ		N : 23	ESCALA: 1:1
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre				

ANEXO D

ARTÍCULO REVISTA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN CON CADENA Y DIFERENCIAL TORSEN PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO TIPO MONOPLAZA PARA LA COMPETENCIA FORMULA STUDENT”

Sr. Pablo Ojeda Montoya AUTOR,
Ing. Oscar Arteaga López.
Ing. Euro Mena Mena.

Departamento de Energía y Mecánica, Escuela Politécnica del Ejército, Extensión Latacunga.
Quijano de Ordoñez y Márquez de Maenza S/N Latacunga, Ecuador.

Email: pjom_093@hotmail.com, rodrigo_mena74@yahoo.es, oscararteaga2005@yahoo.es

RESUMEN

El presente proyecto trata de diseñar y construir Sistema de Transmisión con cadena y Diferencial Torsen a un prototipo de vehículo tipo Monoplaza para la Formula Student Germany FSG. Siendo esta Fórmula uno de los pilares fundamentales para este proyecto, diferenciándose en dos etapas importantes durante la ejecución de este proyecto: la parte inicial como la modelización y análisis del sistema de transmisión mediante la ayuda de paquetes informáticos, y en una segunda parte la fase de construcción en la que utiliza todos los conocimientos adquiridos en las diferentes áreas de la ingeniería automotriz.

Este proyecto cuenta con cuatro capítulos desde la fase de sistemática hasta llegar a tener las conclusiones los cuales se detallan a continuación:

En el Capítulo 1 tenemos el planteamiento del problema a resolver como son los antecedentes, la justificación, objetivos generales, objetivos específicos, metas e hipótesis del proyecto de tesis y toda la información necesaria para desarrollar el tema de investigación.

En el Capítulo 2 tenemos los conceptos básicos sobre lo que es la competencia Formula Student Germany, de igual forma se puede encontrar la finalidad del sistema de transmisión, así como los diferentes sistemas de transmisión que se puede encontrar, las características que debe

reunir un sistema de transmisión tipo formula, la geometría del tren posterior, las partes que conforman el sistema de transmisión por cadena, los diferentes tipos de diferenciales y su funcionamiento y lo que es un Diferencial Torsen o Slip Limit.

El diseño computacional del sistema de transmisión está presente en el capítulo 3; siendo este el más importante del trabajo, se realiza cálculos de los diferentes parámetros de diseño seguidamente se realiza un bosquejo del chasis para luego modelizar mediante SolidWorks, en este modelo se aplican las cargas calculadas en el inicio de este capítulo, para finalmente realizar un ensamblaje con todas las partes del sistema de transmisión, obteniendo en esta parte del proceso parte de los planos y un modelo en tres dimensiones del sistema de transmisión, después se procede a la fabricación, basándose en los planos, para finalmente realizar las diferentes pruebas de campo y corregir los defectos producidos.

En el Capítulo 4 las conclusiones y recomendaciones con las cuales finaliza el proyecto.

ABSTRACT

This project aims to design and construct transmission system with Torsen differential chain and a prototype vehicle type car for the Formula Student Germany FSG. Since this formula one of the cornerstones for this project,

differing in two important stages during the execution of this project: the initial modeling and analysis of the transmission system with the help of software, and a second phase construction which uses all the acquired knowledge in different areas of automotive engineering.

This project has four chapters from the systematic phase until it reached the conclusions which are detailed below:

In Chapter 1 we approach the problem to be solved such as the background, rationale, goals, objectives, goals and assumptions of the thesis project and all information necessary to develop the research topic.

In Chapter 2 we have the basics on what Formula Student Germany competition, just as you can find the purpose of the transmission system and the various transmission systems can be found, the characteristics required of a system transmission rate formula, the geometry of the rear train, the parts that make up the chain drive system, different types of spreads and how it works and what a Slip Differential or Torsen Limit.

The computational design of the transmission system is present in Chapter 3, being the most important work is carried out calculations of the different design parameters is performed then a sketch of the chassis and then modeled by SolidWorks, in this model are applied charges calculated at the beginning of this chapter, to finally make an assembly with all parts of the transmission system, obtaining in this part of the process of the blades and a three-dimensional model of the transmission system, then proceed to manufacture based on the drawings, and finally perform the various field tests and correct the defects produced.

In Chapter 4 the conclusions and recommendations which the project ends.

I. INTRODUCCIÓN

La Formula Student es una serie de competiciones dónde diferentes equipos de estudiantes universitarios de ingeniería de todo el mundo compiten entre sí en el diseño de un monoplace. El vehículo debe cumplir con unas prestaciones elevadas en cuanto a aceleración, frenada, conducción, a la vez que debe tener un coste moderado y un mantenimiento fácil. En la actualidad, hay cuatro competiciones en Europa, entre las que se encuentran países como Reino Unido, Alemania, Italia y Austria. Fuera de las

fronteras del viejo continente, la Formula Student también está presente en Estados Unidos, Brasil, Australia, Japón, Corea y próximamente en China.

La Formula Student es un proyecto formativo que cuenta con el apoyo de la industria de automoción a nivel mundial y de ingenieros de alto nivel cuyo objetivo es complementar los estudios de los jóvenes ingenieros con una experiencia real que les llevará a ser más emprendedores e innovadores, preparados para su entrada en el mundo laboral, ya que se les evalúa tanto de aspectos técnicos y de diseño del vehículo, como de su idea de negocio. Se sitúa a los participantes a suponer que una marca automovilística les encarga la producción de un vehículo prototipo para su evaluación. El vehículo será destinado al mercado de las carreras de autocross no profesionales, y su cliente pretende fabricar 1.000 vehículos al año.

Actualmente, las empresas del sector de la automoción y de los equipos de competición, así como el conjunto total de compañías dedicadas a la ingeniería, son conscientes de la importancia que supone, en su éxito corporativo la continua formación de jóvenes ingenieros calificados.

En este sentido el proyecto Formula Student constituye un reclamo constante de estudiantes dentro de las escuelas de ingeniería de todo el mundo, contribuyendo así, a mantener y desarrollar esta fuente continua de jóvenes valores. Así consigue transmitirles una continua motivación y entusiasmo que les permitirá vivir, a través de la competición, una experiencia inigualable contribuyendo a prepararles para el éxito en su carrera profesional.

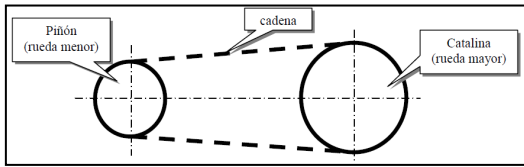
II. DESCRIPCIÓN TÉCNICA DEL PROYECTO

El proyecto denominado diseño y construcción de un sistema de transmisión con cadena y diferencial torsen para un prototipo de vehículo tipo monoplace para la competencia Formula Student consta de cuatro etapas:

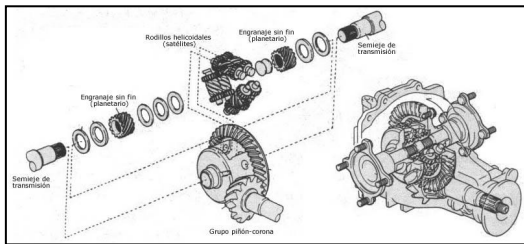
1. Marco Teórico.
2. Cálculos, diseño y simulación del sistema de transmisión.
3. Construcción y ensamble del sistema de transmisión por cadena y diferencial Torsen.
4. Puesta a punto y pruebas.

En la etapa del marco teórico, se estudia de muy a fondo todo lo referente a sistemas de

transmisión por cadena, partes que conforman, los diferentes tipos de diferenciales que existen y su funcionamiento, sus ventajas y desventajas de su uso.



Esquema básico de un sistema de transmisión por cadena.

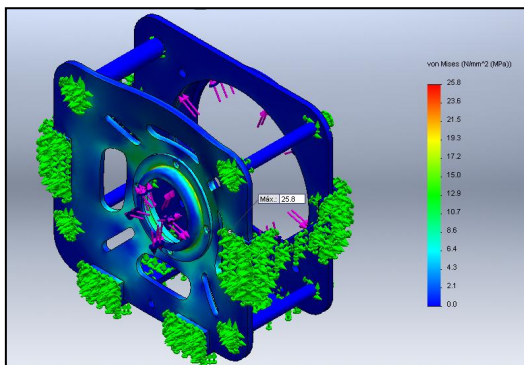


Partes del diferencial Torsen

En la segunda etapa de Diseño y selección de elementos mecánicos, se diseña el sistema de transmisión por cadena y diferencial Torsen, en donde con la ayuda del Software como SolidWorks se diseña todas las diferentes partes del sistema de transmisión, además en esta etapa se hace las diferentes simulaciones que soporta el sistema de transmisión.

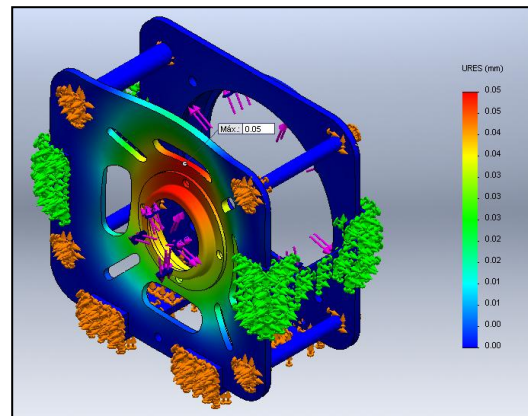
- **TENSIONES (VON MISES)**

La figura muestra la distribución de esfuerzos de Von Mises, pero la forma exagerada de la deformación no es real pero se guía mediante el dato que da el cálculo bajo la aplicación de las fuerzas; como se nota en la leyenda el esfuerzo tiene un valor máximo de 25.8 MPa lo cual no supera los límites elásticos de materiales anteriormente mencionados; por consiguiente se puede decir que no llega a una ruptura del material o deformación irreversible.



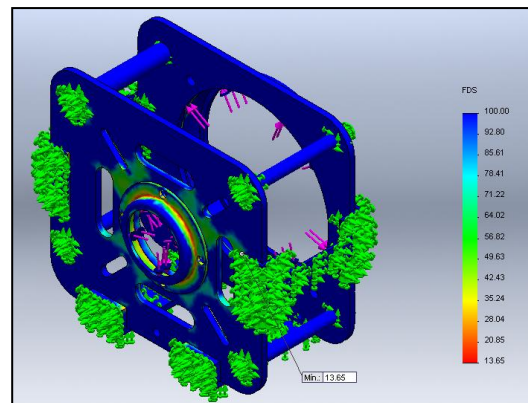
- **DESPLAZAMIENTO ESTÁTICO**

Según la figura se puede observar que el desplazamiento estático es mayor en los puntos donde se aplica la fuerza, y en donde existe restricción el desplazamiento estático es nulo, la deformación estática en la parte de la unión de la tapa de rodamiento pequeña y la chumacera pequeña es de 0.05 mm.; por consiguiente se puede concluir que la caja de transmisión no llega a tener una deformación plástica porque la deformación que alcanza no sobrepasa el límite elástico de los materiales utilizados en el diseño que la final es imprescindible la deformación.



- **FACTOR DE SEGURIDAD**

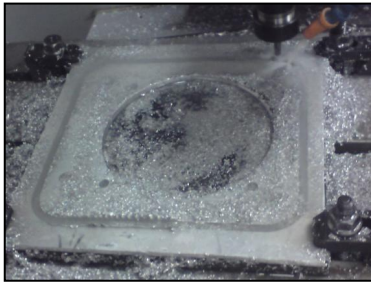
La estructura al soportar las cargas está siempre inmersa a un proceso de ruptura por ello el factor de seguridad se refiere al sobredimensionamiento, en este caso la caja de transmisión produce un factor de seguridad mínimo de 13.65, aun así está adentro de la tolerancia de 4 o más que es lo normal para el diseño y no causa deterioro del material.



En la tercera etapa de construcción y ensamble del sistema se realiza la construcción y ensamble de todos los sistemas que forman este

proyecto, mostrándose todo el proceso e indicando como fue construido y ensamblado.

Para la fabricación de las tapas de los rodamientos, la manzana de la catalina se hizo uso de las instalaciones del laboratorio de CAD-CAM a cargo del Ing. Fausto Acuña, para la manzana del diferencial, las chumaceras y las sujeciones se uso los tornos de nuestra institución.



Tapa de rodamiento grande



Tapa de rodamiento pequeño

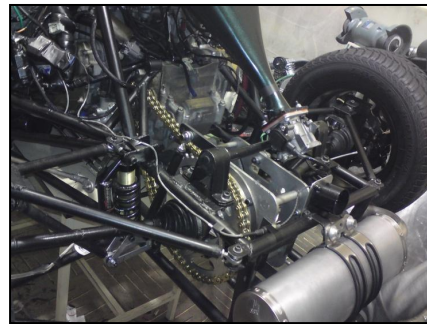
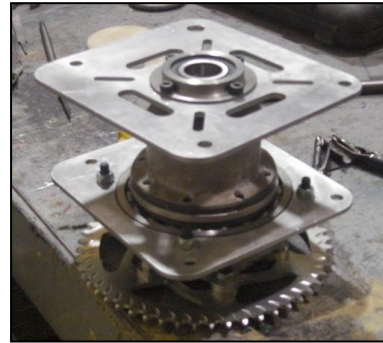


Chumaceras

Como sucede a menudo en cualquier proyecto, lo indispensable que se busca es que el diseño que se hace en cualquier software sea igual a lo fabricado, sin embargo casi siempre hay diferencias mínimas y en ese caso hay que hacer los ajustes respectivos para que haga bien su función.

El proceso de diseño y fabricación de las partes del sistema de transmisión lanzo buenos resultados, por lo tanto no tuvo muchos inconvenientes en el armado del mismo, y por ello la puesta a punto no fue tan significativa.

En las siguientes figuras se muestra el armado del sistema de transmisión.



En la cuarta etapa de puesta a punto y pruebas se realizan pruebas de todos los sistemas construidos, como son la calibración del mecanismo, pruebas correspondientes a continuación se describen las diferentes pruebas.

• PRUEBA 1

La primera prueba que tuvo fue mala, en el sistema de transmisión según el diseño tenía que ir soldadas las bases de sujeción de la caja de transmisión que se sujeta con el chasis, se tenía que hacer unas sueldas de aluminio, en el momento que se pone en marcha el prototipo se desoldaron por la mala calidad de la suelda de aluminio que pude conseguir ya que en la universidad no había un aditamento para soldar aluminio en el laboratorio de soldadura por lo cual opte por ir a taller mecánico que me den soldando las placas de sujeción, la solución dada en ese momento fue reemplazar las partes de aluminio por acero de transmisión para que la caja tenga mayor sujeción y no se rompan los materiales.



- **PRUEBA 2**

Después de reparar la caja de transmisión se hizo la prueba de manejo y de resistencia del prototipo tales como curvas, frenadas bruscas, aceleraciones bruscas, en esta ocasión se comprobó el buen funcionamiento en ningún momento patino ni derrapo, por lo cual se puede decir que el sistema de transmisión está completamente funcional y probada.



- **PRUEBA 3**

Esta prueba se la hizo cuando el prototipo se encontraba en Alemania, la prueba que estaba pasando era la de frenado al momento de poner en marcha el prototipo salió sin ningún problema al momento del cambio de marcha es cuando colapsa la manzana de la catalina y se salen los pernos con lo que iba sujeto a la manzana del diferencial, en ese rato hicieron parar la prueba y se regreso a los pits que teníamos designado, ahí se volvió a reconstruir la transmisión.



- **PRUEBA 4.**

Para esta prueba se volvió a reconstruir la transmisión haciendo otros huecos y haciendo nueva rosca en la manzana del diferencial, se volvió ah armar la transmisión y quedo bien se volvió a la prueba y la pasamos con éxito, al día siguiente había la prueba de resistencia, que era la prueba más dura que tenían que pasar todos los prototipos, en esta prueba el desempeño de la transmisión era satisfactorio pero lastimosamente el piloto lo forzó un poco en las primeras vueltas porque cajeaba mucho al momento de entrar y salir de las curvas por tal razón en la vuelta 16 colapso totalmente la transmisión y no se pudo terminar esta prueba y consecuentemente no se pudo obtener el puntaje.



Dado la participación en la competencia Formula Student Germany 2011, por parte del equipo FESPE con el prototipo tipo formula, se logro un gran paso para fomentar nuevos proyectos de investigación y catapulto a nuevas oportunidades para que el Ecuador sobresalga en todo el Mundo.

III. RESULTADOS OBTENIDOS

El sistema como está diseñado funciona en un vehículo tipo fórmula de competición.

El sistema de transmisión por cadena y diferencial Torsen permite que el vehículo tipo fórmula en mejor desempeño en pistas y que no tenga un patinaje en curvas.

IV. CONCLUSIONES

- Se concluye que el colapso de la rotura de las roscas de la manzana del diferencial es por una causa simple, al momento de armar la manzana de la catalina con la manzana del diferencial no se utilizó arandelas de presión junto con los pernos que sujetaban dichas piezas ya citadas anteriormente, por lo cual no había una buena sujeción de la rosca del perno contra la rosca de la manzana del diferencial, el motivo del desgaste es que el perno es acerado y la rosca de la manzana del diferencial era de aluminio, la vibración hace que el material más duro desgaste al material más suave, por lo tanto ahí la causa del colapso de las piezas ya mencionadas.
- Se pudo concluir que mediante el software SolidWorks se logró hacer la simulación del sistema de transmisión en condiciones reales, por lo tanto se pudo mejorar algunos puntos críticos de la misma.
- Este tipo de proyectos da la iniciativa para realizar prototipos de competencias con base científico-técnicas para el desarrollo de la ingeniería automotriz en nuestro país.
- El desarrollo de este proyecto ha sido satisfactorio, en todos los sentidos ya que se ha realizado el diseño del sistema de transmisión siguiendo los parámetros establecidos y todas las recomendaciones para la configuración del sistema de transmisión.

V. RECOMENDACIONES

- Como una acotación principal, al momento de diseñar las diferentes partes del sistema de transmisión se debe tomar todos los aspectos de diseño y el lugar donde tiene que desenvolverse las diferentes partes del sistema de transmisión
- Se recomienda la utilización de arandelas de presión al momento de armar la manzana de

la catalina contra la manzana del diferencial para que no haya vibración y no se desprenda la rosca, además se debe poner loctite en las roscas para que no haya juego entre roscas.

- Para un mejor funcionamiento de la cadena y del diferencial se recomienda utilizar una grasa líquida de litio en spray.
- Los sistemas de fijación del eje como las chumaceras y demás elementos de rodadura se deben mantener lubricados para su óptimo funcionamiento.
- Para la modelización y análisis del sistema de transmisión mediante el software, el diseñador deberá poseer de buenas aptitudes para el manejo y utilización del mismo, así como de sus paquetes complementarios.

VI. REFERENCIAS

- Formula SAE Rules 2011. Warrendale, PA: SAE International
- Temas de Ayuda SolidWorks, “Funcionalidades básicas de SolidWorks”, 1995 – 2011.
- William F. Milliken and Douglas L. Milliken, “Race Car Vehicle Dynamics”
- Arias-Paz “Manual de Automoviles
- MOTT, Robert (1992), “Diseño de Elementos de Máquinas”, México: Hispanoamericana,
- SHIGLEY, Joseph (2002), “Diseño de Ingeniería Mecánica”, McGraw Hill, México.
- B.J. Hamrock, B. Jacobson y S.R. Schmid (2000), “Elementos de Máquinas”, McGraw Hill.
- R.L. Norton (2000), “Diseño de maquinaria”, McGraw Hill.
- Dr. Ing. Gonzalo González (2001), “Transmisiones De Potencia Por Cadena De Rodillos, Explotación, Selección Y Diseño”, Habana.
- Dobrovolski, V., Zablonski, K. Y otros (1976), “Elementos de Máquinas”, pag.448, Edit. MIR, Moscú.

- JOSU GOÑI, Diseño De Transmisión Mediante Diferencial TORSEN
- Manual de Reparación, Honda CBR-600 F4i.

VII. URLS

- <http://www.quaife.co.uk/>
Diferenciales Quaife.
<http://www.differentials.com/products.html> Accesorios para diferenciales.
- <http://www.wordreference.com/es/>
Diccionario de inglés.
- <http://www.torsen.com> Página oficial de TORSEN.
- Evolución de la transmisión quattro de Audi desde 1981.
- <http://www.mecanicavirtual.org/diferencial-autoblocante.htm>
Información sobre diferenciales autoblocantes.
- http://www.arpem.com/tecnica/traccion/traccion_p2.html Información sobre diferenciales autoblocantes.
- <http://www.cacsa.com.mx/>
Transmisión de potencia mecánica/ Cadenas industriales.
- http://es.wikipedia.org/wiki/formula_student Formula student

Latacunga, Abril del 2012

OJEDA MONTOYA PABLO JONATHAN
AUTOR

ING. JUAN CASTRO CLAVIJO
EL DIRECTOR DE CARRERA

DR. RODRIGO VACA CORRALES
UNIDAD DE ADMISIÓN Y REGISTRO